

**Mitteilungen des Instituts für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen der
Technischen Universität Darmstadt**

Herausgegeben von

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulvi Arslan

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jens Schneider

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jan Wörner



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

**Lochleibungsbemessung bei I- förmigen
Biegeträgern aus Holz und transparenten
Thermoplasten im statischen Verbund**

Dipl.-Ing. Jochen A. Stahl

Stahl, Jochen A.:

Lochleibungsbemessung bei I- förmigen Biegeträgern aus Holz und transparenten Thermoplasten im statischen Verbund

Heft 43 – Mitteilungen des Instituts für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen der Technischen Universität Darmstadt, 2015
ISSN 1433 - 7789

Eigenverlag:

Technische Universität Darmstadt
Institut für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen
Franziska-Braun-Straße 3
64287 Darmstadt
Tel.: +49(0)6151/16-2537
E-Mail: mailbox@iwmb.tu-darmstadt.de

Lochleibungsbemessung bei I- förmigen Biegeträgern aus Holz und transparenten Thermoplasten im statischen Verbund

Vom Fachbereich Bau- und Umweltingenieurwissenschaften
der Technischen Universität Darmstadt genehmigte

DISSERTATION

von
Dipl.-Ing. Jochen A. Stahl
aus Haiger

Referent:
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Johann-Dietrich Wörner

Korreferent:
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jens Schneider

Eingereicht am:
27.11.2013

Prüfung am:
27.02.2014

Kurzfassung / Abstract

Bei dem in der vorliegenden Arbeit beschriebenen Verbundträger wird die Tragfähigkeit von Holz mit der Transparenz von PMMA kombiniert. Dabei nehmen die Holzgurte die Zug- bzw. Druckkräfte auf, während die PMMA- Scheibe als Steg eine Schubverbindung darstellt. Durch das günstige Verhältnis der Elastizitätsmoduln von Holz und PMMA, sind die auftretenden Biegerandspannungen im PMMA geringer als die im Holz. Gurte und Steg werden durch Bolzen miteinander verbunden. Aufgrund der vorhandenen Duktilität der Verbindung können Spannungsspitzen im PMMA reduziert werden. Zumindest unter normalen Gebrauchstemperaturen und kurzzeitiger Belastung weisen Thermoplaste eine lineare Spannungsdehnungsbeziehung bis zum Bruch auf. Daher sollten PMMA- Bauteile als spröde Materialien eingestuft werden. Die mechanischen Eigenschaften von PMMA hängen von der Herstellungsart, der Umgebungstemperatur, der Belastungsdauer und den Umwelteinflüssen ab. In den meisten Versuchen wurde ein Zugversagen im Nettoquerschnitt beobachtet, das durch die maximalen Tangentialspannungen am Bohrungsrand verursacht wird. Diese entsprechen hier den Hauptzugspannungen. PMMA ist nicht in ausreichendem Maße in der Lage, die Zugspannungen durch ein Plastizieren umzulagern und versagt ohne Vorankündigung.

Um ein in der Praxis möglichst einfach handhabbares Berechnungsmodell zu entwickeln, das verschiedene Scheiben- und Bolzenkonstellationen berücksichtigen kann, wurde ein analytisches Modell hergeleitet und durch zahlreiche Versuche und FE- Berechnungen bestätigt. Die Spannungen in einer PMMA- Scheibe können näherungsweise durch die Überlagerung des Lochleibungsspannungszustandes in einer unendlich ausgedehnten Kreislochscheibe mit einem Grundspannungszustand in einer Scheibe endlicher Breite b_w ermittelt werden. Dabei berücksichtigt der erste Zustand die Verteilung des Bolzendrucks im Bohrungsbereich während durch den zweiten die Scheibengeometrie und die Konfiguration der Bolzen mit einbezogen werden. Die charakteristischen Festigkeiten wurden durch eine große Anzahl an Lochleibungsversuchen an Proben unterschiedlicher Geometrie und Bohrlochgüte ermittelt. Die vorgestellte Lösung kann auf eine Verbindung zwischen Holz und PMMA ausgeweitet werden. Dabei müssen allerdings weitere Versagensmechanismen in Holz und Bolzen berücksichtigt werden, wofür auf die Johansen Theorie zurückgegriffen werden kann.

This research describes a composite girder that combines the load carrying capacity of wood with the transparency of PMMA. The timber chords withstand the tensile and compressive forces while the PMMA acts as a web and resists shear forces. Due to the favorable ratio of the modulus of elasticity of wood and PMMA, the flexural edge stresses that occur in the PMMA are lower than in the timber. The web is joined with the chords using bolts. The flexible connection contributes to reducing the stress peaks in the PMMA due to specific ductility in the connection. Thermoplastics used as structural materials have to be classified as brittle materials as they exhibit, at least at normal temperatures and short term loading, a linear stress-strain relationship until failure. The mechanical properties of PMMA are dependent on the production method, ambient temperature, weathering conditions and loading duration. The crucial failure mode that was observed in most load tests is a tension failure in the net section. The break is caused by the maximum tangential stress on the perimeter of the bore. This corresponds to the maximum principal tensile stress. PMMA is not in sufficient measure able to transfer these by plasticization and breaks without warning when overstrained.

Thus an analytic model was developed, which was checked by carrying out numerous tests and FE calculations in order to evolve a calculation model that takes into consideration various bolt and sheet geometries, which would be as easy to use in practice as possible. The stresses in a PMMA panel can be approximately defined by superposing the state of the bearing stress in an infinite panel with a circular hole and a state of auxiliary stress in a panel of finite width b_w . The first model considers the load distribution of the bolt pressure in the area of the bore whereas the second state of stress incorporates the geometry of the PMMA sheet and the configuration of the bolts. The characteristic resistance was determined from a large number of bearing stress tests for various geometries and levels of bore quality. When carrying out a connection between PMMA and wood, the solution method presented can also be referred to. However other failure mechanisms in wood and in bolts must also be taken into consideration beyond this. For that purpose Johansen's theory can be applied.

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|----------|--|----------|
| 1 | Einleitung | 1 |
| 2 | Holz und PMMA im statischen Verbund | 4 |
| 2.1 | Materialien | 4 |
| 2.1.1 | Holz und Holzwerkstoffe | 4 |
| 2.1.1.1 | <i>Allgemein</i> | 4 |
| 2.1.1.2 | <i>Aufbau und Tragwirkung</i> | 6 |
| 2.1.1.3 | <i>Charakteristische Eigenschaften von Holz</i> | 9 |
| 2.1.2 | Polymethylmethacrylat (PMMA) | 15 |
| 2.1.2.1 | <i>Allgemein</i> | 15 |
| 2.1.2.2 | <i>Chemische Grundlagen</i> | 19 |
| 2.1.2.3 | <i>Chemischer Aufbau von PMMA</i> | 22 |
| 2.1.2.4 | <i>Charakteristische Eigenschaften von PMMA</i> | 22 |
| 2.1.2.5 | <i>Bemessungskonzepte</i> | 29 |
| 2.2 | Verbundkonstruktionen | 32 |
| 2.2.1 | Verbundkonstruktionen im Holzbau | 32 |
| 2.2.2 | Verbundkonstruktionen unter Verwendung von Glas | 36 |
| 2.3 | Verbindungstechniken | 38 |
| 2.3.1 | Möglichkeiten zur Verbindung von PMMA | 38 |
| 2.3.1.1 | <i>Allgemein</i> | 38 |
| 2.3.1.2 | <i>Klebeverbindungen</i> | 39 |
| 2.3.1.3 | <i>Lochleibungsverbindungen</i> | 40 |
| 2.3.1.4 | <i>Reibverbindungen</i> | 41 |
| 2.3.1.5 | <i>Schweißverbindungen</i> | 42 |
| 2.3.2 | Vergleich verschiedener stiftförmiger Verbindungsmittel | 43 |
| 2.3.2.1 | <i>Grundlagen zum Tragverhalten</i> | 43 |
| 2.3.2.2 | <i>Vorversuche mit verschiedenen Verbindungsmitteln</i> | 49 |
| 2.3.2.3 | <i>Holzdübel</i> | 50 |
| 2.3.2.4 | <i>Stabdübel</i> | 51 |
| 2.3.2.5 | <i>(Pass-)Bolzen</i> | 52 |
| 2.3.2.6 | <i>Holzschrauben</i> | 54 |
| 2.3.2.7 | <i>Sonstige mechanische Verbindungsmittel</i> | 55 |
| 2.3.2.8 | <i>Zusammenfassung der Versuchsergebnisse</i> | 56 |
| 2.4 | Verträglichkeit der verwendeten Materialien | 58 |
| 2.4.1 | Verträglichkeit von Holz und PMMA | 58 |
| 2.4.1.1 | <i>Verhältnis der Elastizitätsmoduln</i> | 58 |
| 2.4.1.2 | <i>Verbindungstechnik</i> | 59 |
| 2.4.1.3 | <i>Spannungsrisssgefährdung</i> | 60 |
| 2.4.1.4 | <i>Temperaturverhalten</i> | 63 |
| 2.4.1.5 | <i>Konstruktive Gesichtspunkte</i> | 65 |
| 2.4.2 | Verträglichkeit von PMMA mit dem gewählten Verbindungsmittel | 66 |

| | |
|--|-----------|
| 3 Grundlagen zum Tragverhalten von Lochleibungsverbindungen in PMMA-Bauteilen | 68 |
| 3.1 Tragverhalten von Lochleibungsverbindungen | 68 |
| 3.1.1 Wirkungsweise | 68 |
| 3.1.2 Kerbwirkung | 68 |
| 3.1.3 Einfluss des Werkstoffverhaltens | 71 |
| 3.1.4 Lochleibungsverbindungen bei duktilen Werkstoffen | 72 |
| 3.1.5 Lochleibungsverbindungen bei spröden Werkstoffen | 74 |
| 3.2 Grundlagen zu Lochleibungsverbindungen in PMMA- Bauteilen | 76 |
| 3.2.1 Versagensarten bei einer Lochleibungsverbindung | 76 |
| 3.2.2 Festigkeitshypothesen für das Versagen von PMMA | 81 |
| 3.2.3 Relevante Aspekte der Bruchmechanik | 83 |
| 3.2.4 Zugfestigkeit von PMMA im Bereich der Lochbohrung | 85 |
| 3.3 Bisheriger Stand der Technik zur Bemessung von Lochleibungsverbindungen im Bauwesen | 88 |
| 4 Tragverhalten eines stiftförmigen Verbindungsmittels in der Verbindung mit Bauteilen aus PMMA | 92 |
| 4.1 Allgemein | 92 |
| 4.2 Entwicklung einer analytischen Lösung | 93 |
| 4.2.1 Allgemein | 93 |
| 4.2.2 Näherungslösungen für den Kontakt Bolzen-Bohrloch | 93 |
| 4.2.3 Grundlagen zur Berechnung von Scheibentragwerken | 96 |
| 4.2.4 Analytische Lösungen für Lochleibungsverbindungen im Glasbau | 100 |
| 4.2.5 Durch Bolzendruck belastete Kreislochscheibe | 104 |
| 4.2.6 Lösung für den Lochleibungsspannungszustand | 106 |
| 4.2.7 Ansatz für die Beschreibung der Teilbelastungen f_0 bis f_n | 114 |
| 4.2.8 Lösung für den Grundspannungszustand | 123 |
| 4.2.9 Erweiterung der Lösung für eine endliche Scheibenbreite | 126 |
| 4.2.10 Lösung für den resultierenden Gesamtspannungszustand | 134 |
| 4.3 Numerische Berechnungen mittels FEM | 142 |
| 4.3.1 Allgemein | 142 |
| 4.3.2 Modellbildung | 142 |
| 4.3.3 Einfluss der Bolzendruckverteilung am Lochrand | 145 |
| 4.3.4 Einfluss der Scheibenabmessungen | 147 |
| 4.3.5 Vergleich der Ergebnisse aus Analytik und FEM | 151 |
| 4.3.6 Einfluss der Bolzenschlankheit | 155 |
| 4.3.7 Einfluss des Lochspiels | 157 |
| 4.4 Experimentelle Untersuchungen | 162 |
| 4.4.1 Einführung | 162 |
| 4.4.2 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung | 162 |
| 4.4.3 Identifizierung wichtiger Einflussparameter | 167 |
| 4.4.3.1 Allgemein | 167 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 4.4.3.2 | <i>Einflüsse aus der Versuchsdurchführung</i> | 167 |
| 4.4.3.3 | <i>Einflüsse aus der Probekörpergeometrie</i> | 168 |
| 4.4.3.4 | <i>Einflüsse aus der Bohrlochbearbeitung</i> | 169 |
| 4.4.3.5 | <i>Einflüsse aus den Materialeigenschaften</i> | 172 |
| 4.4.4 | Charakteristische Bruchbilder | 174 |
| 4.4.5 | Bewertung der Messergebnisse | 176 |
| 4.4.5.1 | <i>Messeinrichtung</i> | 176 |
| 4.4.5.2 | <i>Zugspannungen im Restquerschnitt</i> | 177 |
| 4.4.5.3 | <i>Hauptspannungen im Lasteinleitungsbereich</i> | 179 |
| 4.4.6 | Überprüfung der Zugfestigkeit von PMMA | 181 |
| 4.4.7 | Berücksichtigung der Bohrlochqualität | 186 |
| 4.4.8 | Überprüfung der Druckfestigkeit von PMMA | 193 |
| 4.4.9 | Wichtige Erkenntnisse aus den durchgeführten Versuchen | 200 |
| 4.5 | Bemessungskonzept für die Tragfähigkeit von Lochleibungsverbindungen in PMMA | 202 |
| 5 | Tragverhalten eines stiftförmigen Verbindungsmittels in einer Lochleibungsverbindung zwischen Holz und PMMA | 207 |
| 5.1 | Allgemein | 207 |
| 5.2 | Adaption der Johansen- Theorie zur Bestimmung der Tragfähigkeit von Bolzenverbindungen zwischen PMMA und Holz | 208 |
| 5.2.1 | Bolzenverbindungen im Holzbau | 208 |
| 5.2.2 | Herleitung der Johansen- Gleichungen für Bolzenverbindungen zwischen Holz und PMMA | 209 |
| 5.2.3 | Lochleibungsfestigkeit des Holzes | 214 |
| 5.2.4 | Biegewiderstand des Bolzens | 215 |
| 5.2.5 | Erhöhung der Tragfähigkeit infolge des Einhängeeffekts | 216 |
| 5.2.6 | Bemessungswerte der Tragfähigkeit | 218 |
| 5.2.7 | Anzustrebende Versagensmechanismen | 220 |
| 5.3 | Überprüfung des Ansatzes mithilfe der FEM | 225 |
| 5.4 | Zugscherversuche Holz- PMMA- Holz | 230 |
| 5.4.1 | Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung | 230 |
| 5.4.2 | Charakteristische Bruchbilder | 234 |
| 5.4.3 | Bewertung der Versuchsergebnisse | 240 |
| 5.4.4 | Wichtigste Erkenntnisse aus den durchgeführten Versuchen | 244 |
| 5.5 | Bemessungskonzept für die Tragfähigkeit von Lochleibungsverbindungen zwischen PMMA und Holz | 247 |
| 6 | Konstruktive Gesichtspunkte zu Lochleibungsverbindungen unter der Verwendung von PMMA | 250 |
| 6.1 | Allgemein | 250 |
| 6.2 | Anordnung mehrerer Verbindungsmittel in Reihe | 251 |
| 6.2.1 | Weiterentwicklung der analytischen Lösung | 251 |
| 6.2.2 | Überprüfung der Lösung mithilfe der FEM | 257 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 6.2.3 | Experimentelle Untersuchungen an Verbindungen zwischen Stahlflaschen und PMMA- Scheiben mittels mehrerer Bolzen | 262 |
| 6.2.4 | Bolzenverbindungen mit mehreren Verbindungsmitteln im Holzbau | 265 |
| 6.2.5 | Experimentelle Untersuchungen an Verbindungen zwischen Holz und PMMA- Scheiben mit mehreren Bolzen | 269 |
| 6.2.5.1 | <i>Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung</i> | 269 |
| 6.2.5.2 | <i>Prüfserien 2R-NH-XT mit sprödem Versagen</i> | 271 |
| 6.2.5.3 | <i>Prüfserien 2R-NH-XT mit duktilem Versagen</i> | 273 |
| 6.2.5.4 | <i>Prüfserien 2R-NH-RS</i> | 276 |
| 6.2.5.5 | <i>Prüfserien 2R-NH-XT mit unterschiedlichen Bolzenschlankheiten</i> | 279 |
| 6.2.5.6 | <i>Prüfserien 3R-NH-XT und 4R-NH-XT mit drei bzw. vier Bolzen</i> | 282 |
| 6.2.5.7 | <i>Wichtigste Erkenntnisse aus den Versuchen mit mehreren Bolzen</i> | 286 |
| 6.2.6 | Lastverteilung bei langen Bolzenverbindungen | 287 |
| 6.3 | Mindestabstände der Verbindungsmittel | 289 |
| 6.3.1 | Allgemein | 289 |
| 6.3.2 | Randabstand parallel zur Krafrichtung | 291 |
| 6.3.3 | Randabstand senkrecht zur Krafrichtung | 293 |
| 6.3.4 | Lochabstand parallel zur Krafrichtung | 296 |
| 6.3.5 | Lochabstand senkrecht zur Krafrichtung | 299 |
| 6.4 | Bemessungskonzept für Verbindungen mit mehreren Bolzen in Bauteilen aus PMMA | 304 |
| 7 | Zusammenfassung und Ausblick | 308 |
| 8 | Literatur | 311 |

Anhang

Lebenslauf

1 Einleitung

Dem heute in der Praxis tätigen Tragwerksingenieur steht eine Fülle an unterschiedlichen Materialien zum Konstruieren von wirtschaftlichen, ästhetischen, nachhaltigen und statisch effizienten Tragstrukturen zur Verfügung. Die vorhandenen Werkstoffe unterscheiden sich dabei sehr stark in ihren Eigenschaften. Die Kunst des Ingenieurs liegt nun darin, den am besten geeigneten Werkstoff für eine Planungsaufgabe zu wählen. Die Erfahrung zeigt, dass dabei sehr oft auf die traditionellen Baumaterialien wie Stahlbeton, Mauerwerk, Stahl sowie Holz und Glas zurückgegriffen wird.

Gegenüber einem Einsatz von Kunststoffen bestehen im Bauwesen allerdings noch immer große Vorbehalte, insbesondere wenn diesen dann noch eine tragende Funktion zugewiesen werden soll. Für viele sind Kunststoffe noch immer billige Ersatzstoffe, die an den Stellen Verwendung finden, wo die Qualitäten der traditionellen Werkstoffe nicht unbedingt erforderlich sind. Daher bedarf das Potential von hochleistungsfähigen Kunststoffen wie PMMA für architektonische und tragende Anwendungen einer Neubewertung. Abgesehen von der Bereitschaft der Ingenieure, sich mit den besonderen Eigenschaften der Kunststoffe auseinanderzusetzen, sind vor allem andauernde Forschung und Entwicklung eine Voraussetzung für einen breiten Einsatz in Architektur und Ingenieurbau. Diese Arbeit möchte daher einen Teil dazu beitragen, dass Kunststoffe eine bessere Akzeptanz finden.

Ein besonders hohes Entwicklungspotential besteht darüber hinaus in der Kombination verschiedener Werkstoffe zu Hybrid- oder Verbundkonstruktionen. Dabei geht es darum, verschiedene Baustoffe mit unterschiedlichen Eigenschaften so zu kombinieren, dass die jeweiligen Stärken genutzt und die entsprechenden Schwächen ausgeglichen werden können. Kennt man die Stärken und Schwächen der verschiedenen Materialien, kann man mithilfe von Verbundkonstruktionen die Stärken des einen Materials nutzen und gleichzeitig die Schwächen des anderen Materials kompensieren.

Eine besondere Stärke des Thermoplasts PMMA ist seine hohe Transparenz. Transparenz ist in der Architektur ein ganz wesentliches Element leicht wirkender Strukturen und deren besonderer Ästhetik. Um sie zu erreichen gibt es verschiedene bekannte Möglichkeiten, wie z.B. das Auflösen des massigen Biegeträgers in Fachwerke oder unterspannte Träger. Im Rahmen eines Forschungsprojektes im Fachgebiet Statik und Dynamik der Tragstrukturen an der Technischen Universität Darmstadt wurden in den letzten Jahren Untersuchungen zur Entwicklung einer Bemessungsgrundlage für neue transparente Tragsysteme bestehend aus einer Kombination von PMMA mit anderen Werkstoffen durchgeführt. Verbundsysteme unter der Verwendung von PMMA sind noch nicht soweit erforscht wie bei anderen traditionellen Baustoffen. Unter Verwendung von PMMA können größere Flächen durchsichtig oder lichtdurchlässig gestaltet werden. Dem von Architektenseite immer wieder geäußerten Wunsch nach Transparenz und Leichtigkeit einer Konstruktion kann mit diesem Prinzip entsprochen werden.

Insbesondere im Verbund mit anderen eher traditionellen Baumaterialien kann das transparente Material auch als tragende Konstruktion eingesetzt werden. In dieser Arbeit soll deshalb das Verbundtragverhalten von Biegeträgern aus PMMA in Kombination mit Holz untersucht werden.



Abbildung 1-1: Der Verbundträger aus Holz und PMMA, links: Erste Belastungstests, rechts: Dynamische Belastung

Eine ganz wesentliche Komponente des Verbundträgers ist die Verbindung der beiden Teilquerschnitte untereinander. Diese ist mit Scher- Lochleibungsverbindungen vorgesehen, da sie zum einen im Holzbau sehr verbreitet sind und zum anderen über eine gewisse Nachgiebigkeit verfügen, was die durch die thermischen Eigenschaften von PMMA hervorgerufenen Zwangsbeanspruchungen reduzieren hilft. Bisher fehlen allerdings noch Ingenieurmodelle und Bemessungsregeln für einen solchen Anschluss in Verbindung mit PMMA. Ziel muss es also sein, eine Berechnungsmethode zu entwickeln, mit der die hohen Spannungskonzentrationen im Bereich des Bohrlochs für PMMA berechnet werden können. Außerdem fehlen gesicherte Angaben zu den lokalen Festigkeiten der Scheibe im Bereich der Störstelle.

Aus diesem Grund soll im Rahmen der vorliegenden Arbeit aufbauend auf den bekannten Scheibengleichungen und aktuellen Forschungsergebnissen aus dem Glasbau zunächst eine analytische Gleichung zur Berechnung der Scheibenbeanspruchung im Bereich der Lochbohrung aufgestellt werden und durch numerische Modelle bestätigt werden (siehe Kapitel 4). Anschließend werden die analytischen und numerischen Ergebnisse anhand von experimentellen Untersuchungen überprüft und lokale Festigkeiten für verschiedene PMMA-Sorten in Abhängigkeit von unterschiedlichen Bohrlochqualitäten ermittelt.

In dem darauf folgenden Kapitel 5 soll die analytische Lösung auch auf die Verbindung zwischen Holz und PMMA angewendet werden. Dazu werden analytische Gleichungen aufgestellt, die anhand von numerischen und experimentellen Untersuchungen bewertet werden. Hierbei soll der Frage nachgegangen werden, inwiefern sich die nachgiebige Verbindung zum Holz eher positiv oder negativ auf die Spannungsverteilung im PMMA-Bauteil auswirken, d.h. ob es infolge der weicheren Bettung des Bolzens im Holz zu zusätzlichen Beanspruchungen im Kunststoff kommt.

In Kapitel 6 soll es darum gehen, konstruktive Gesichtspunkte für die Auslegung der Verbindungsmittel zu berücksichtigen. Anhand von numerischen Berechnungen und Versuchen werden Rand- und Lochabstände variiert und Verbindungen mit mehreren Bolzen in einer Reihe untersucht. Auch hier werden jeweils Verbindungen aus PMMA- Bauteilen und Verbindungen zwischen Holz und PMMA untersucht.

Grundlage dieser Arbeit ist das vom Arbeitskreis „Tragende Kunststoffbauteile im Bauwesen (TKB)“ des Bauüberwachungsvereins (BÜV) in Berlin in ihrer Empfehlung zur Bemessung und Konstruktion von tragenden Bauteilen aus Kunststoffen vorgeschlagene Bemessungskonzept weiterzuentwickeln. Es soll nicht darum gehen, Materialmodifikationsfaktoren zu ermitteln oder zu evaluieren. Die temperatur- und zeitabhängigen Materialeigenschaften von PMMA werden nicht untersucht. Es sollen lediglich Kurzzeitwerte für die Festigkeiten im Anschlussbereich bestimmt werden. Ziel der Untersuchungen ist es, am Ende das bekannte Bemessungskonzept für Kunststoffe auf die Bolzenverbindung in PMMA- Bauteilen anzuwenden.

Aufbauend auf den Empfehlungen des BÜV und der aktuellen Holzbaunorm (Eurocode 5 bzw. DIN 1052:2010) soll ein Bemessungskonzept entwickelt werden, das dem praktisch tätigen Tragwerksplaner einfach handhabbare Regeln an die Hand gibt, nach denen er die Dimensionierung von Verbindungen aus Holz und PMMA statisch auslegen kann, ohne eine umfassende FE- Berechnung durchzuführen. Die Arbeit möchte einen Beitrag dazu leisten, dass irgendwann in naher Zukunft auf das aufwendige Verfahren zur Erlangung einer Zustimmung im Einzelfall mit den dazugehörigen Gutachten und Bauteilversuchen verzichtet werden kann. Sie möchte helfen, die Verwendung von Kunststoffen im Bauwesen weiter zu etablieren.

2 Holz und PMMA im statischen Verbund

2.1 *Materialien*

2.1.1 Holz und Holzwerkstoffe

2.1.1.1 *Allgemein*

Der Baustoff Holz zählt neben Stein und Erdrich zu den ersten Baumaterialien des Menschen und ist von großer Bedeutung für die kulturelle Entwicklung der Menschheit. Folglich gründet sich der Holzbau auf ein umfangreiches technologisches Know-how und eine beträchtliche handwerkliche Erfahrung. Dies bestätigt eine sehr große Anzahl beeindruckender Holzbauwerke auf der ganzen Welt, die teilweise schon vor vielen Jahrhunderten erbaut wurden und heute noch immer intakt sind. War es in der Vergangenheit charakteristisch für den Baustoff Holz, dass er aufgrund seiner Gewinnung aus Baumstämmen lediglich in endlichen Dimensionen für stabförmige Bauteile zur Verfügung stand, wurden in jüngerer Zeit Technologien entwickelt, mit denen heute fast endlos lange Stäbe und verschiedene plattenförmige Holzwerkstoffe industriell hergestellt werden können.

Nachdem die Verwendung von Holz mit Beginn der Industrialisierung aufgrund der kleinbetrieblichen Struktur der Forst- und Holzwirtschaft zunächst abnahm, erfuhr der Holzbau im Zuge der Weiterentwicklung von Verbindungs- und Leimtechniken in der zweiten Hälfte des 20. Jahrhunderts einen beachtlichen Aufschwung. Eine ausgewogene, nachhaltige Forstwirtschaft vorausgesetzt, wird Holz als einziger nachwachsender, sich selbst erneuernder Baustoff aufgrund seiner günstigen physikalischen und ökologischen Eigenschaften in Zukunft eine immer wichtigere Rolle im Bauwesen einnehmen. Die Herstellung und Verarbeitung von Bauholz benötigt im Vergleich zu anderen Baustoffen wenig Energie und verschmutzt die Umwelt nur in geringem Umfang. Da die Bäume bei Ihrem Wachstum mit Hilfe von Sonnenenergie und Wasser über die Photosynthese gleich viel Kohlendioxid aus der Atmosphäre aufnehmen und im Holz binden wie beim Verbrennen oder Zersetzen des Holzes wieder abgegeben wird, bezeichnet man Holz als CO₂-neutral.

Neben den ökologischen Eigenschaften schätzen Architekten und Bauherren vor allem die ästhetischen Qualitäten des Baustoffs. Als Naturprodukt spricht das Holz über seine Farbe, seine Textur und seinen Geruch in besonderer Weise die Sinne des Menschen an.

Andererseits weisen die Eigenschaften von Holz aufgrund seiner Entstehung relativ große Schwankungen auf. Zum einen lassen sich starke Unterschiede zwischen den einzelnen Holzarten feststellen. Zum anderen muss durch eine entsprechende Sortierung auch bei Hölzern derselben Holzart sichergestellt werden, dass sich die Eigenschaftsschwankungen innerhalb von festgelegten Grenzen bewegen, da z.B. unterschiedliche klimatische oder forstwirtschaftliche Bedingungen auch zu unterschiedlichen Eigenschaften führen. Durch ein Zerteilen und anschließendes Zusammenfügen des Rohholzes unter der Verwendung von Leim, wie bei der Herstellung von Brettschichtholz, können die Eigenschaften homogenisiert und verbessert werden.

Holz kann im Gegensatz zu vielen anderen Werkstoffen nicht nach einer definierten Spezifikation hergestellt werden. Die Vielzahl der verfügbaren Holzarten und Holzwerkstoffe mit all ihren charakteristischen Erscheinungsbildern und mechanischen Eigenschaften bietet aber Architekten und Ingenieuren ein großes Angebot für die Auswahl eines geeigneten Materials für eine bestimmte Planungsaufgabe. Von den weltweit vorhandenen 30.000 Baumarten wird heute jedoch nur etwa ein Prozent in größerem Umfang technisch genutzt. Neben dem relativ großen Streubereich seiner mechanischen Eigenschaften gehört die Empfindlichkeit gegen den Einfluss von Feuchtigkeit zu den markanten naturbedingten Nachteilen von Holz.

Als ein Beispiel für den modernen Holzbau sei hier stellvertretend das Besucherzentrum des Botanischen Gartens in Vancouver, Kanada genannt (siehe Abbildung 2-1), das aufgrund der angestrebten Nachhaltigkeitszertifizierung (LEED® Platinum, Living Building Challenge) komplett aus Holz gebaut wurde (vgl. auch [149]).



Abbildung 2-1: Besucherzentrum des VanDusen Botanical Garden in Vancouver, Kanada

Als ein weiteres Beispiel für ein energieeffizientes Gebäude aus Holz sei der im Rahmen des vom amerikanischen Energieministerium ausgelobten internationalen Hochschulwettbewerbs Solar Decathlon 2007 in Modulbauweise konstruierte Beitrag der Technischen Universität Darmstadt angeführt (siehe Abbildung 2-2). Aufgrund seiner hohen Festigkeit bei verhältnismäßig geringem Eigengewicht sowie seiner sehr guten Verarbeitbarkeit fiel hier die Wahl auf den Baustoff Holz. Das Haus wurde innerhalb kürzester Zeit mehrmals über große Distanzen transportiert und dabei wiederholt auf- und abgebaut. Für weitere Informationen zu diesem Projekt sei an dieser Stelle auf [156] verwiesen.

Zum besseren Verständnis der charakteristischen Holzeigenschaften soll im folgenden Abschnitt die Struktur des Holzes und seine Entstehung am lebenden Baum erläutert werden. Es wird gezeigt, dass Holz aufgrund seines gerichteten Aufbaus aus einzelnen Fasern ein sehr komplexer Werkstoff ist.



Abbildung 2-2: Solar Decathlon Haus der TU Darmstadt

Eine umfassende Beschreibung des Werkstoffes Holz findet sich in der Literatur. Beispielhaft wird an dieser Stelle auf [44], [166], [29], [48], [52], [114], [85], [103], [43] und [119] verwiesen. Im Folgenden soll lediglich auf die anwendungsbezogenen Holzeigenschaften detaillierter eingegangen werden, die im Rahmen dieser Arbeit von Bedeutung sind.

2.1.1.2 Aufbau und Tragwirkung

Holz ist ein natürlicher, organischer und inhomogener Werkstoff, der überwiegend aus miteinander verbundenen, lang gestreckten Zellen besteht, die parallel zum Baumstamm verlaufen und für die Wasserversorgung, den Stoffwechsel sowie die Holzfestigung wichtig sind. Verbunden werden sie durch kleine Öffnungen in den Querwänden, die als Tüpfel bezeichnet werden. Aufgrund dieses länglichen Aufbaus der Holzzellen und der damit einhergehenden Orientierung der Zellwände ist Holz anisotrop und seine Eigenschaften hängen sehr stark von der Faserrichtung ab. Verstärkt wird die Anisotropie darüber hinaus noch durch die wachstumsbedingten Unterschiede bei den Zellgrößen.

Die beiden großen Gruppen der Laub- und Nadelhölzer zeigen Unterschiede in ihrer Struktur und besitzen verschiedene Zelltypen, wobei die Nadelhölzer ein einfacheres und regelmäßigeres Gefüge aufweisen. Das axial ausgerichtete Grundgewebe besteht hier aus Tracheiden, welche sowohl stützende als auch wasserleitende Funktionen übernehmen. Während 90 Prozent der Zellen im Nadelholz vertikal ausgerichtet sind, schwankt der Zellanteil in Laubholz viel stärker (80 bis 95 Prozent). Der restliche Teil der Zellen ist in der radialen Ebene zwischen Rinde und Mark ausgerichtet und übernimmt den horizontalen Transport und die Speicherungsfunktion für Nährstoffe und Flüssigkeiten. Sie werden als Markstrahlen bezeichnet. Die unterschiedliche Verteilung der Zellen auf die drei Hauptachsen ist ein wesentlicher Grund für die ausgeprägte Anisotropie des Holzes.

In Abbildung 2-3 wird der Aufbau des Holzes schematisch gezeigt. Das jüngere Splintholz liegt in der äußeren Zone des Stammes und übernimmt die Wasserleitung von der Wurzel aufwärts zur Baumkrone. Geschützt wird es durch die aus Borke (abgestorben, außen) und Bast (lebensfähig, innen) gebildete Baumrinde. Das Wachstum des Baumes erfolgt durch Zellteilung in der mikroskopisch dünnen Schicht lebender Zellen zwischen Rinde und Splintholz, die als Kambium bezeichnet wird. Während an dessen Innenseite neue Holzzellen entstehen, wachsen neue Bastzellen an der Außenseite. Durch das Auftragen von neuen Zellen außen auf das alte Holz wächst der Durchmesser des Baumstammes von innen nach außen.

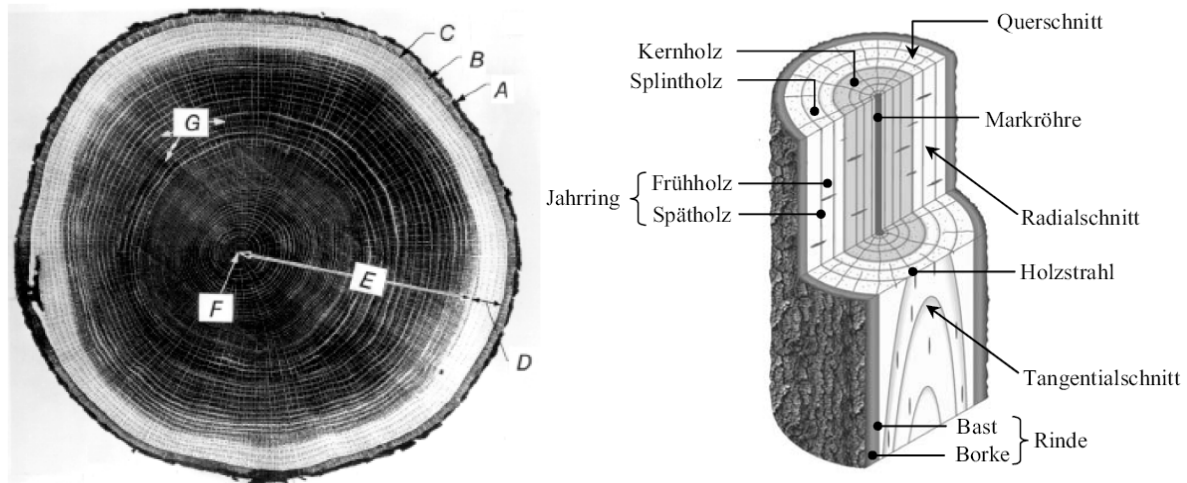


Abbildung 2-3: Aufbau eines Baumstammes, links: Querschnitt eines Eichenstammes nach [29] mit A Borke, B Bast, C Kambium, D Splintholz, E Kernholz, F Markröhre, G Markstrahlen, rechts: Schematische Darstellung nach [51]

Die Jahrringe bestehen aus dem im Frühjahr und Sommer zur Wasser- und Nährstoffversorgung aufgebauten Frühholz und dem im Spätsommer und Herbst aufgebauten Spätholz, das für die Festigkeit des Stammes verantwortlich ist. Da die Frühholzzellen schneller wachsen, sind sie weicher, leichter und dünnwandiger. Für die Tragfähigkeit des Holzes ist das Wechselspiel zwischen Früh- und Spätholz entscheidend. Je größer der Anteil des Spätholzes und je enger die Jahrringe sind, desto höher sind auch Dichte und Festigkeit des Holzes. Bei dem die Markröhre umschließenden Kernholz handelt es sich um gealtertes und weitgehend abgestorbenes Holz. Die Zellen des Kernholzes werden im Laufe der Zeit durch die Ablagerung von Gerb- und Farbstoffen, Harzen oder Fetten für die Wasserleitung blockiert (Verschluss der Tüpfel) und sind daher häufig dunkler gefärbt. Die Zellen stellen also mit dem Altern nach wenigen Jahren ihre physiologische Funktion ein. Masse, Festigkeit und der Widerstand gegen Schädlinge nehmen zu, die Holzfeuchte nimmt hingegen ab.

Der Aufbau des Holzes ist vergleichbar mit einer stammparallelen Röhrenstruktur, die in Längsrichtung wesentlich höhere Lasten aufnehmen kann als in Querrichtung. Insbesondere Zugbeanspruchungen quer zur Richtung des Stammes können die einzelnen Röhren sehr leicht auseinander ziehen, während die aufnehmbaren Zugkräfte in Richtung der Röhren wesentlich größer sind. Besonders Nadelholz weist eine starke Eindrückbarkeit quer zur Faser auf.

Auch die Holzzellwände stellen ein Verbundsystem dar, dessen Grundgerüst die Zellulose ist, die kettenförmig in Mikrofibrillen zusammengesetzt ist und von Lignin als Kittsubstanz umgeben wird. Der Aufbau der Faserzellwand ist geschichtet wie in Abbildung 2-4 dargestellt und ist daher ebenfalls inhomogen. Benachbarte Zellen werden durch eine Mittellamelle (ML) verbunden. Die sehr dünne Primärwand (P) schließt sich zu jeder Zelle hin an. Die Sekundärwand besteht wiederum aus drei unterschiedlichen Schichten S_1 bis S_3 , wobei die stärkste S_2 -Schicht aus fast axial gerichteten Mikrofibrillen-Bündeln besteht und somit sehr effektiv Zugbeanspruchungen abtragen kann. Die Zugfestigkeit der Mikrofibrillen beträgt über 1.000 N/mm^2 . Unter Druckbeanspruchung wird ein Ausknicken der Mikrofibrillen-Bündel durch eine innere und äußere Verstärkung mit den geneigten S_1 (50° bis 70°) und S_3 Schichten (nahezu quer zur Längsachse) verhindert.

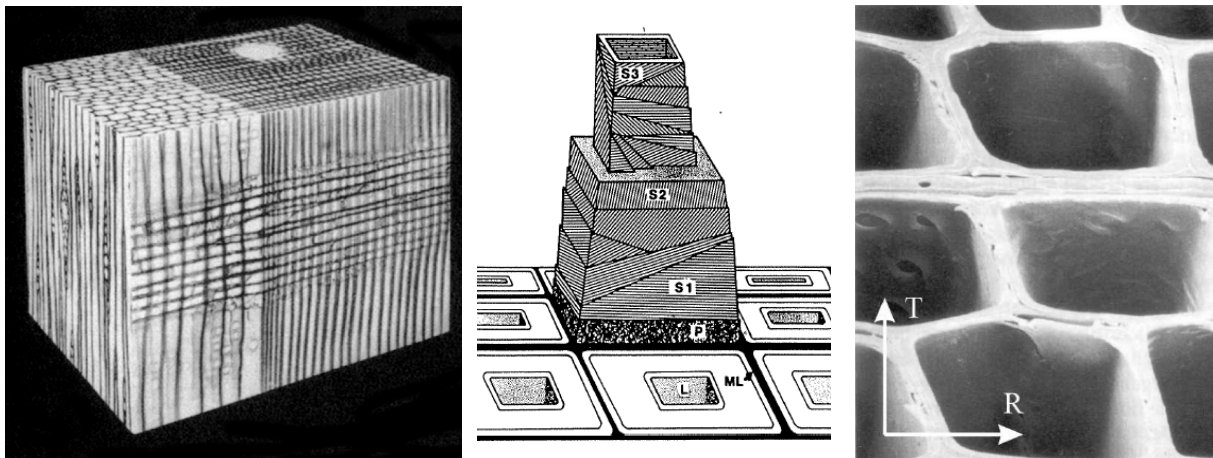


Abbildung 2-4: Aufbau der Zellstruktur, links: mikroskopische Aufnahme einer Nadelholzprobe der Abmessung $0,8 \cdot 0,5 \cdot 0,5 \text{ mm}$ nach [52], Mitte: Schematische Darstellung einer Zellwand nach [85], rechts: Tracheiden einer Fichte nach [76]

Auf Molekularstruktur und chemische Zusammensetzung des Holzes wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen, da sie für die Betrachtungen im Rahmen dieser Arbeit nicht von Bedeutung sind. Für eine umfangreiche Darstellung dieser Thematik wird auf [52] verwiesen.

Bei der Herstellung von Holzwerkstoffen werden unterschiedliche Holzteile wie Bretter, Stäbe, Furniere, Furnierstreifen, Späne und Fasern mit Klebstoffen oder mineralischen Bindemitteln verpresst. Durch das Zerkleinern und anschließende Zusammenfügen kommt es zu einer Vergütung des Ausgangsrohstoffes sowie einer Vergleichmäßigung der richtungsabhängigen Holzeigenschaften und somit zu einer deutlichen Minderung der Streuungen der Materialkennwerte. Verglichen mit dem Rohstoff Holz weisen moderne Holzwerkstoffe eine große Homogenität und Formstabilität auf. Außerdem können größere Bauteile hergestellt werden. Dies schließt neben balkenförmigen Holzwerkstoffen auch Plattenwerkstoffe mit ein. In Abbildung 2-5 sind einige praktische Beispiele für unterschiedliche Anwendungen von verschiedenen Holzwerkstoffen dargestellt.

Auch Brettschichtholz wird aus einzelnen Brettlamellen durch eine Schichtverleimung zu einem weitgehend homogenen Gesamtquerschnitt zusammengefügt. Dabei werden die Lamellen bereits vorher mittels eines Keilzinkenstoßes zu festigkeitssortierten Endlosbrettern zusammengefügt.



Abbildung 2-5: Einsatz von Holzwerkstoffen (vgl. [151]),
links: Aussteifung einer Fußgängerbrücke durch Furnierschichtholzplatten,
Mitte: Wandaussteifung eines Wohnhauses durch OSB- Beplankung,
rechts: Fassadenstütze aus Langspanholz (Parallam®)

2.1.1.3 Charakteristische Eigenschaften von Holz

Holz besteht zu etwa 40 bis 50 Gewichtsprozent aus Zellulose, 25 bis 30 Prozent Lignin, 2 bis 10 Prozent Holzinhaltsstoffen und Wasser. Die genaue Zusammensetzung der einzelnen Bestandteile, das heißt der Anteil von Zellwandsubstanz und Porenraum, ist für die jeweilige Holzart individuell verschieden und ist ausschlaggebend für die Rohdichte des Holzes. Die Rohdichte entspricht dem Verhältnis aus der Masse zu dem Stoffvolumen, das die Porenräume einschließt. Sie ist eine sehr wichtige physikalische Kenngröße, da sie die von der Zellwandstruktur abhängenden Eigenschaften des Holzes beeinflusst. Diese sind insbesondere die Elastizität, Härte und Festigkeiten, die Wärmeleitfähigkeit sowie Quell- und Schwindmaße. Unabhängig von der Holzart lässt sich die Dichte der Zellwand mit $\rho = 1,5 \text{ g/cm}^3$ angeben.

Die Rohdichten der bekannten Holzarten liegen innerhalb eines sehr großen Bereichs. Während Balsaholz mit einem Anteil der Zellwandsubstanz von ungefähr 7 Prozent eine Rohdichte von etwa $0,1 \text{ g/cm}^3$ aufweist, liegt diejenige von Pockholz bei mehr als $1,2 \text{ g/cm}^3$. Die Rohdichten der wichtigsten Bauhölzer liegen zwischen $0,4 \text{ g/cm}^3$ und $0,5 \text{ g/cm}^3$ für die Nadelhölzer und $0,6 \text{ g/cm}^3$ bis $1,0 \text{ g/cm}^3$ für die Laubhölzer. Die Rohdichten der einzelnen Holzarten können DIN EN 350-2 ([8]) bzw. der Literatur entnommen werden (siehe z.B. [119], [99], [48] oder [29]). Die Rohdichte von Holz streut in weiten Grenzen.

Die Rohdichte ist die wichtigste Einflussgröße für die Festigkeit von Holz, da mit zunehmender Rohdichte auch der Anteil an tragender Zellwandsubstanz pro Volumen steigt. Dies gilt sowohl für die Festigkeiten längs zur Faser wie Zug, Druck und Biegung als auch für diejenigen senkrecht zur Faser wie Querdruck und Querkzug. Wie später in dieser Arbeit noch gezeigt wird, hat die Rohdichte auch einen entscheidenden Einfluss auf die Lochleibungsfestigkeit des Holzes in einer Verbindung mit stiftförmigen Verbindungsmitteln. In Abbildung 2-6 ist beispielhaft die Abhängigkeit der Zugfestigkeit in Faserrichtung von der Rohdichte dargestellt.

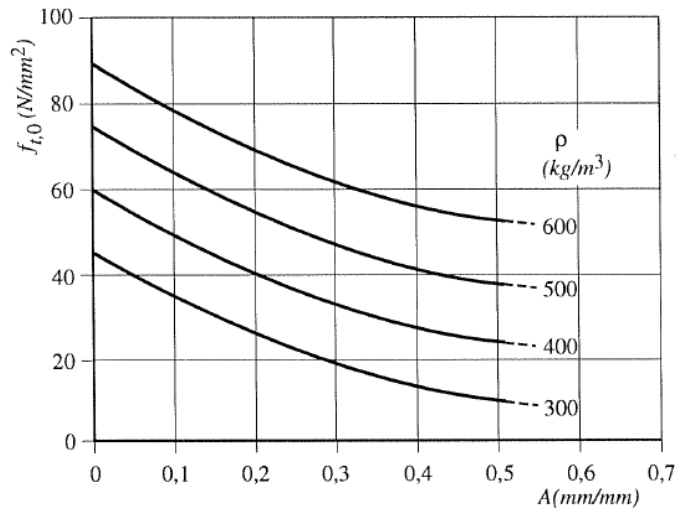


Abbildung 2-6: Einfluss der Rohdichte und Ästigkeit A auf die Zugfestigkeit $f_{t,0}$ von Bauschnittholz nach [73]

Allerdings begünstigt eine größere Rohdichte auch die Aufnahme von Feuchtigkeit, da hierdurch mehr Wasser pro Volumeneinheit aufgenommen werden kann. Die Rohdichte hängt wiederum von der Holzfeuchte ab, weil die Feuchte die Masse vergrößert und das Volumen aufquellen lässt. Im Allgemeinen wird sie nach DIN EN 384 ([18]) bei einer längeren Lagerung im Normalklima ($T = 20^\circ$, $\varphi = 65\%$) als ρ_N angegeben. Dabei stellt sich eine Holzfeuchte von etwa 12 Prozent ein. Als grobe Faustformel ist in [52] angegeben, dass die Holzdicke um ca. 0,5 Prozent für jede Erhöhung der Holzfeuchte um 1 Prozent zunimmt. Ab einer Holzfeuchte von 30 Prozent steigt die Dichte allerdings stark an, da sich das Volumen nicht mehr weiter vergrößern kann, während die Masse weiter ansteigt.

Holz ist ein stark hygroskopischer Werkstoff und kann aufgrund seiner Struktur mit einer extrem großen inneren Oberfläche aus der Luft Feuchtigkeit aufnehmen, speichern und wieder abgeben. Nicht molekular an das Holz gebundenes sog. freies Wasser wird dabei in den Zellhohlräumen eingelagert, gebundenes Wasser in den Zellwänden. Der Holzfeuchtegehalt ω wird in Prozent angegeben und wird als Quotient aus der Masse des im Holz enthaltenen Wassers und der Masse des absolut trockenen Holzes (Darrgewicht) definiert.

Bei einer Holzfeuchte von mehr als ca. 30 % (im Mittel) kommt es zur Fasersättigung (kapillarer Bereich) und überschüssiges, frei tropfbares Wasser befindet sich in den Zellhohlräumen. Da die Holzfasern wassergesättigt sind, ändert sich ihr Volumen nicht. Unterhalb der Fasersättigung ($\omega < 30\%$) ist das Wasser in den Zellwänden gebunden. Man bezeichnet diesen Zustand als hygroskopischen Bereich. In den größeren Zellhohlräumen befindet sich Dampf, aber kein freies Wasser. Wenn sich nun die Holzfeuchte ändert, kommt es zu einer Volumenänderung der ungesättigten Holzfasern. Man spricht dann von Quellen (Adsorption) und Schwinden (Desorption). Da die Holzfeuchte bei den in Tragwerken eingebauten Hölzern in der Regel deutlich unter 30 % liegt, muss der Planer beachten, dass sich die meisten physikalischen und mechanischen Holzeigenschaften in Abhängigkeit von der Holzfeuchte verändern werden, sobald das Umgebungsklima wechselt.

Mit steigender Holzfeuchte ist mit einer Abnahme der Steifigkeit und Festigkeit des Holzes zu rechnen, was durch der Nutzungsklasse entsprechende Modifikations- und Verformungsbeiwerte in der aktuellen Holzbaunorm berücksichtigt wird. Dies erklärt sich durch das Eindringen von Wasser in die Zellwand, wodurch die Wasserstoffbindungen innerhalb der Wand geschwächt werden. Daher reagiert die Druckfestigkeit wesentlich empfindlicher auf große Feuchtigkeiten als die Zugfestigkeit. Die besagten Wasserstoffbindungen verhindern nämlich ein Ausknicken der Fasern. Besonders gefährdet sind die Bereiche von Lochleibungsverbindungen, da zum einen hier oft örtliche Spannungsspitzen auftreten und zum anderen die Verbindungen oft an den Enden der Hölzer angeordnet werden, wo der Feuchtetransport im Holz am größten ist und Amplitude und Häufigkeit der Feuchtewechsel besonders hoch sind. Quellen und Schwinden erschwert außerdem die Maßhaltigkeit von Holzkonstruktionen und muss bei der Planung von Anschlüssen berücksichtigt werden.

Je nach Umgebungsklima (relative Luftfeuchtigkeit und Temperatur) wird Holz entweder Feuchte aufnehmen oder abgeben, da es einen Gleichgewichtszustand (Ausgleichsfeuchte) zwischen Holzfeuchte und Umgebungsklima anstrebt. Abbildung 2-7 zeigt die Abhängigkeit der Holzfeuchte vom Umgebungsklima in Form von hygroskopischen Isothermen. Man sieht, dass sich unter dem oben beschriebenen Normalklima eine Holzfeuchte von $\omega = 12\%$ einstellt. Die Feuchtebewegung im Holz erfolgt durch Diffusion und benötigt demzufolge insbesondere bei großen Holzquerschnitten sehr viel Zeit.

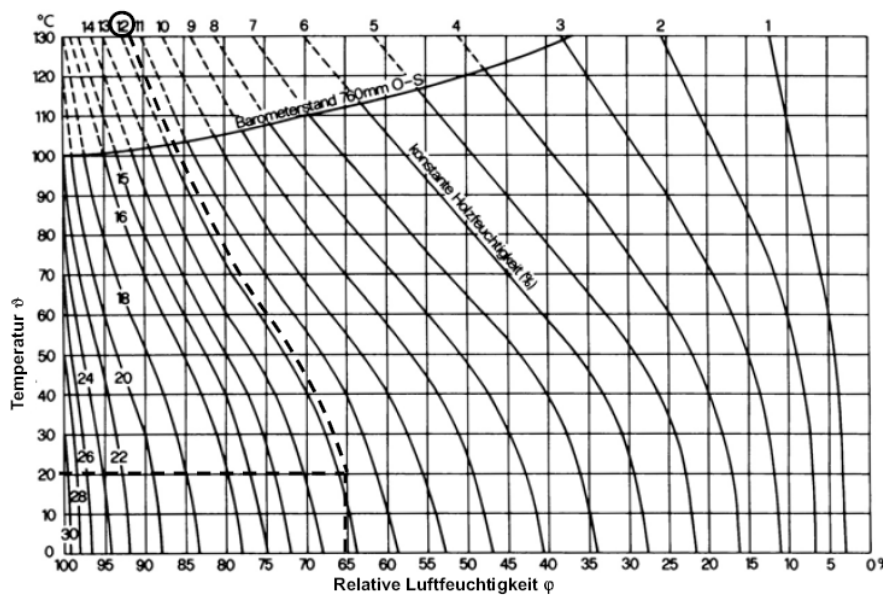


Abbildung 2-7: Hygroskopische Isothermen für Fichtenholz nach [51]

Unterhalb der Fasersättigung treten erhebliche Schwindverformungen auf, wenn die Wassermoleküle aus den Zellwänden ausdiffundieren und die Fibrillen enger zusammenrücken, wodurch die Zellwände dünner werden können. Wird das Holz einer erhöhten Feuchtigkeit ausgesetzt, vergrößert sich die Dicke der Wände und das Holz quillt. In Faserlängsrichtung sind die Schwind- und Quellverformungen deutlich geringer als in radialer und tangentialer Richtung und können in der Regel vernachlässigt werden. Diese Anisotropie erklärt sich durch den im vorigen Kapitel beschriebenen Aufbau der Zellwände.

Eine Änderung der Feuchte wirkt sich immer senkrecht zur Ausrichtung der Fibrillen aus. Da die Hauptschicht der Sekundärwand S_2 fast ideal längs ausgerichtete Fibrillen besitzt, schwindet und quillt das Holz weitestgehend nur quer zur Faser. Eine geringe Längskomponente folgt aus der leichten Schrägstellung der Fibrillen und liegt in der Größenordnung von 5 Prozent bezogen auf die Querverformung. Tangential verformt sich das Holz etwa doppelt so stark wie radial. Dies liegt an den radial angeordneten Markstrahlen, die eine Formänderung in radialer Richtung behindern. Somit ergibt sich das Verhältnis von axial : radial : tangential zu 1 : 10 : 20.

In der Praxis ist es in der Regel unmöglich, zwischen der radialen und tangentialen Richtung zu unterscheiden. Daher darf üblicherweise vereinfachend mit dem Mittelwert gerechnet werden. Bei der Holztrocknung entstehen Schwindspannungen, die zu Rissen führen können. Rechenwerte für Schwind- und Quellmaße können der Literatur bzw. der Holzbaunormung für die einzelnen Holzarten entnommen werden (siehe z.B. [16], [4], [48] und [29]). Allgemein kann man sagen, dass das Schwindmaß proportional mit der Rohdichte ansteigt. Deshalb neigen schwere Laubhölzer im Allgemeinen mehr zu Formänderungen als die leichteren Nadelhölzer.

In Abbildung 2-8 werden einige aus einem Baumstamm ausgesägte Querschnitte mit den zugehörigen Formänderungen in Abhängigkeit von ihrer Lage zu den Jahrringen dargestellt. Es wird deutlich, dass sich der Holzquerschnitt je nach ursprünglicher Lage im Baumstamm verdrehen und verwerfen kann.

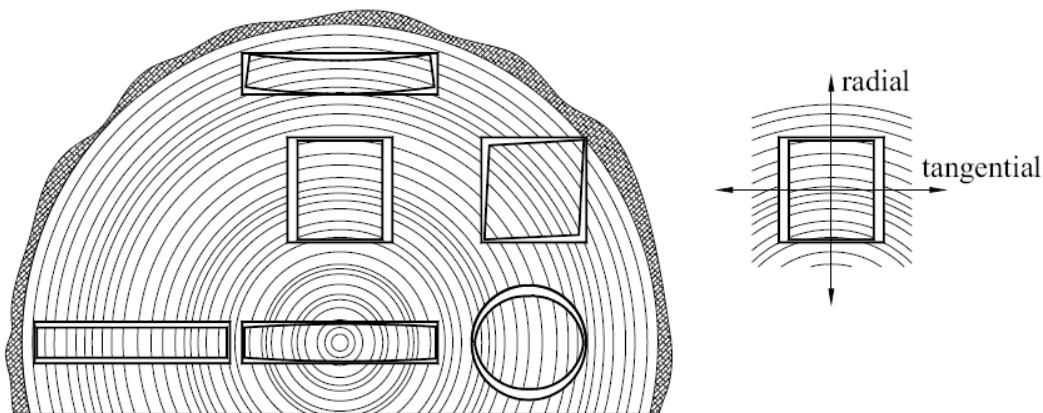


Abbildung 2-8: Schwindverformungen von Holzquerschnitten nach ihrer ursprünglichen Lage im Stamm nach [51]

Die Inhomogenität des Baustoffes Holz wurde im vorigen Kapitel bereits anhand seines Aufbaus beschrieben. Wenn das betrachtete Holzstück allerdings ausreichend groß ist und eine genügend große Anzahl an Jahrringen aufweist, kann es als homogen betrachtet werden. Man spricht in diesem Zusammenhang von einer statistischen Homogenität. Aufgrund der natürlichen Wachstumsrichtung des Baumes in Stammrichtung und der beiden Vorzugsrichtungen radial in Richtung der Markstrahlen und tangential zu den Jahrringen kann zur Beschreibung der Achsen auf ein zylindrisches Koordinatensystem zurückgegriffen werden.

Obwohl das Holz in radialer Richtung etwas steifer und fester ist, wird in der Normung vereinfachend nicht zwischen den mechanischen Eigenschaften in radialer und tangentialer Richtung unterschieden, sondern beide in eine Richtung senkrecht zur Faser zusammengefasst, da der Jahrringverlauf im Schnittholz für Planer und Verarbeiter unvorhersehbar ist. Diesen Spezialfall der Anisotropie nennt man (zylindrische) Orthotropie.

Das Versagensverhalten von Holz ist abhängig von der Art und Richtung der Beanspruchung. Die Festigkeiten parallel zur Faser sind aufgrund der Zellstruktur grundsätzlich drastisch größer als senkrecht zur Faser. Mit steigendem Kraft- Faser- Winkel lassen die Festigkeiten und Steifigkeiten deutlich nach. Bei Druck- und Biegebeanspruchung verhält sich Holz ausgesprochen duktil, während es unter Zug- oder Scherbeanspruchung eher spröde versagt. Hohe Druckbeanspruchungen senkrecht zur Faser führen zu einem örtlichen Ausknicken der Zellwände, welchem ein seitliches Gleiten schräg zur Faser folgt. Bei fehlerfreiem Holz ist die Zugfestigkeit in Faserrichtung etwa doppelt so hoch wie die Druckfestigkeit. Sie wird aber durch Störungen im Faserverlauf durch Wuchsfehler und Äste bei weitem nicht erreicht, weil sich die Faserrichtung im Bereich der Störung ändert und die Zugkraft umgeleitet werden muss.

Der gefährlichste Versagensmechanismus ist eine Zugbeanspruchung senkrecht zur Faser. Zum einen beträgt die Zugfestigkeit in radialer und tangentialer Richtung weit weniger als 10 Prozent derjenigen in Faserrichtung. Zum anderen verläuft das Versagen äußerst spröde, wobei sich ein Erstriss sehr schnell entlang der Faserrichtung fortpflanzt und das Bauteil parallel zur Faser auftrennt. Der Riss kann dabei entweder durch die Zelle laufen oder zwei benachbarte Zellen voneinander lösen. Bei einer Druckbeanspruchung senkrecht zur Faser verhält sich die Holzstruktur ähnlich einem Stapel Röhren, wobei die einzelnen Röhren seitlich zusammengequetscht werden. Die auftretenden Stauchungen werden sehr groß. Holz besitzt eine verhältnismäßig geringe Schubfestigkeit und einen kleinen Schubmodul. Der Elastizitätsmodul hängt ebenfalls vom Winkel zwischen Kraft- und Faserrichtung ab und reduziert sich schon bei relativ kleinen Winkelabweichungen sehr stark.

Bei länger anhaltender Belastung zeigt Holz einen erheblichen Verlust seiner Festigkeit. Verglichen mit den in Kurzzeitversuchen ermittelten Festigkeitswerten reduzieren sich die Bemessungswerte für Holzbauteile unter einer ständigen Last auf lediglich 60 Prozent. Dieser Abminderungsfaktor geht auf Langzeitversuche an fehlerfreien Biegeproben zurück, die über sieben Jahre belastet und ausgewertet wurden (Madison Kurve). Versuche von Madsen (siehe [103]) an fehlerbehaftetem Bauholz ergaben einen geringeren Abminderungsfaktor. Dieser Unterschied erklärt sich durch die Umlagerung von Spannungsspitzen im Bereich von Ästen durch Relaxation, die sich im Vergleich zu der Kurzzeitfestigkeit günstig auf Fehlstellen im Holz auswirkt. Die Ergebnisse von Madsen konnten aber durch weitere Untersuchungen in Europa und Nordamerika nicht eindeutig bestätigt werden, so dass an den konservativen Abminderungsfaktoren festgehalten wurde.

Nach [119] wirkt sich das Kriechen bei den einzelnen Beanspruchungsarten unterschiedlich stark aus. Der geringste Einfluss zeigt sich bei einer Zugbelastung parallel zur Faser. Stärker ausgeprägt ist das Biegekriechen und Druckkriechen parallel zur Faser. Noch stärkere Effekte lassen sich bei Querkzug- und Querkdruckbeanspruchungen erkennen. Aber mit Abstand am stärksten ist das Torsionskriechen ausgeprägt. Daher sollten große dauerhafte Torsionsbeanspruchungen möglichst vermieden werden.

Kriecheffekte im Holz werden durch Feuchteänderungen wesentlich vergrößert. Besonders kritisch sind dabei häufig wechselnde klimatische Bedingungen. Häufige Wechsel der Holzfeuchte im Laufe der Zeit haben einen größeren Einfluss als die eigentliche Höhe der Holzfeuchte. Trägerenden und kleinere Holzquerschnitte sind demnach stärker kriechegefährdet, weil es hier zu einem schnellen Feuchtigkeitsaustausch mit der Umgebung kommen kann.

Der Einfluss von Holzfeuchte und Dauer der Lasteinwirkung auf die Bemessung von Holztragwerken und ihrer Verbindungen wird in der aktuellen Holzbaunormung (Eurocode 5 [4] und DIN 1052 [16]) durch einen Modifikationsfaktor k_{mod} in Abhängigkeit von der Lasteinwirkungsdauer und der Nutzungsklasse berücksichtigt. Die Norm unterscheidet drei Nutzungsklassen, die den drei zugehörigen Holzfeuchtebereichen entsprechen.

Der Einfluss der Lastdauer auf die Verformungen muss durch die Ermittlung von zusätzlichen Kriechverformungen berücksichtigt werden. Somit muss die Höhe der Belastung niedriger gehalten werden, wenn die Lastdauer zunimmt. Die Kriechverformungen hängen neben der Holzart sowie der Dauer und Höhe der Belastung von der Holzfeuchte und der Temperatur ab.

Holz besitzt eine hohe chemische Beständigkeit und Widerstandsfähigkeit gegen Säuren und Salze. Daher wird es oft als Baustoff für Gebäude mit chemisch belasteter Atmosphäre (Kompostieranlagen, Salzlager, etc.) benutzt. Es ist nicht magnetisch und nicht elektrisch aufladbar, was für die Konstruktion von Industrie- oder Versuchsgebäuden vorteilhaft sein kann. Mit steigender Holzfeuchte nimmt die elektrische Leitfähigkeit zu.

Holz hat in Faserrichtung verglichen mit den anderen traditionellen Baustoffen einen wesentlich geringeren Temperaturexpansionskoeffizienten von $3 \cdot 10^{-6}$ bis $6 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Senkrecht zur Faser sind die Koeffizienten etwa um den Faktor 10 größer. Dies führt bei temperaturbeanspruchten Bauteilen zu einer kleineren Anzahl an Dehnfugen. Der Temperatureinfluss darf bei der Bemessung von reinen Holzkonstruktionen daher in der Regel vernachlässigt werden. Bei kombinierten Tragwerken und insbesondere im statischen Verbund mit einem Kombinationswerkstoff mit einem höheren Ausdehnungskoeffizienten wie Stahl oder Thermoplaste können dadurch aber sehr große Probleme durch Zwangsbeanspruchungen auftreten. Daher muss der Temperatureinfluss in diesen Fällen genau überprüft und in der Bemessung weiterverfolgt werden.

Als organisches Material ist Holz brennbar. Es besitzt aber gegenüber hohen Temperaturen eine gute Widerstandsfähigkeit und aufgrund der geringen Abbrandrate eine relativ hohe Feuerwiderstandsdauer. Aufgrund seines hohen Porenanteils verfügt Holz über sehr günstige Wärmedämmeigenschaften und ist so ein tragfähiges Wärmedämmmaterial. Mit steigender Rohdichte und Holzfeuchte nimmt die Wärmeleitfähigkeit des Holzes zu.

Holz lässt sich – auch noch auf der Baustelle – sehr gut bearbeiten. Aufgrund der niedrigeren Rohdichte lässt sich Nadelholz leichter bearbeiten als Laubholz (siehe dazu auch [54], [55] und [29]). Der dabei anfallende Energiebedarf ist verglichen mit anderen Baustoffen gering. Das Vorhandensein von Klebefugen bei einigen Holzwerkstoffen beeinträchtigt die gute Bearbeitbarkeit nicht.

Unter UV- Einstrahlung wird der Holzbestandteil Lignin wasserlöslich und das Holz verfärbt sich aufgrund von dunklen Abbauprodukten an der Oberfläche. Bei einer zusätzlichen Feuchteeinwirkung durch eine direkte Beregnung werden diese oberflächennahen Abbauprodukte ausgewaschen und es kommt zu einer Vergrauung des Holzes. Holz besitzt eine natürliche Dauerhaftigkeit gegen Insekten und Pilzbefall. Bei Anwendung im Außenbereich muss eine Holzart mit einer entsprechenden Resistenz verwendet werden. Zahlreiche Holzarten haben Inhaltsstoffe mit Abwehrwirkung im Kernholz eingelagert.

2.1.2 Polymethylmethacrylat (PMMA)

2.1.2.1 Allgemein

Im Gegensatz zu dem traditionellen Baustoff Holz besitzen die vergleichsweise jungen Kunststoffe eine relativ kurze Geschichte in der Architektur, wenngleich sie inzwischen zu den Standardmaterialien gehören und zunehmend an Bedeutung gewinnen. Sie sind hochleistungsfähige Werkstoffe und ihre Eigenschaften können für die unterschiedlichsten Anwendungen gezielt eingestellt werden. Neben der Suche nach künstlich herstellbaren Alternativen zu den teuren Rohstoffen war diese Optimierbarkeit der Werkstoffeigenschaften ein weiteres wichtiges Motiv für die Entwicklung von Kunststoffen.

Der Ursprung der Kunststoffarchitektur liegt in den 20er und 30er Jahren des vergangenen Jahrhunderts. In dieser Zeit entstanden erste Entwürfe für ganze Häuser aus Kunststoffen (u.a. Buckminster Fuller, Friedrich Kiesler). Eine Umsetzung der Entwürfe war damals aus bautechnischen Gründen jedoch schwierig. Angetrieben durch die Wohnungsnot nach dem 2. Weltkrieg wurden modulare Häuser aus Kunststoffplatten mit einer ganz eigenen Architektursprache entwickelt, von denen dann Ende der 50er Jahre die ersten Prototypen gebaut wurden (u.a. „Monsanto House of the Future“ von Hamilton und Goody sowie das „Maison en Plastique“ von Ionel Schein).

In dieser Zeit wurden auch die ersten meist temporären Hallenüberdachungen entwickelt (u.a. Buckminster Fuller, Frei Otto). Hierbei machte man sich die Leichtigkeit der transparenten Kunststoffe und Membranen zu Nutze. Hinzu kamen die ersten Hüllen für militärische Radarstationen aus glasfaserverstärkten Kunststoffen (GFK). Diese Entwicklung setzte sich in dem folgenden Jahrzehnt fort. Es entstanden Raumzellen und modulare Systeme zur temporären Nutzung. Außerdem wurden selbsttragende Kunststoffschalen, Faltwerke und pneumatische und gespannte Membrankonstruktionen entwickelt (u.a. Amerikanischer und Deutscher Pavillon für die Expo in Montreal 1967, Dächer der Olympiabauten in München 1969, siehe Abbildung 2-9, links).

Der Einsatz der neuen Werkstoffe führte auch zu der Entwicklung einer eigenen Architektursprache mit runden Formen und gekrümmten Bauteilen. Im Zuge der Ölkrise in den frühen 70er Jahren und der damit einhergehenden Rohstoffknappheit fanden Kunststoffe immer weniger Beachtung in der Architektur. Erst gegen Ende des letzten Jahrhunderts wurden die Vorteile der transparenten Kunststoffe wieder vermehrt erkannt und genutzt. Vor allem die transparenten und transluzenten Kunststoffe eroberten das Feld der Architektur zurück. Inzwischen sind sie ein fester Bestandteil der modernen Architektur.



Abbildung 2-9: Einsatz von Kunststoffen in der Architektur,
links: Überdachung Olympiastadion München, Architekt: Frei Otto,
rechts: Mobile Lichtkirche ([144]), Architekt: raum-z architekten

Obwohl uns Kunststoffe in allen Bereichen des täglichen Lebens begegnen und in der jüngeren Vergangenheit bereits einige herausragende Bauwerke gebaut wurden, bei denen wesentliche Elemente aus transparenten Kunststoffen konstruiert wurden, bestehen im Bauwesen allerdings noch immer Vorbehalte gegenüber einem tragenden Einsatz der neuen Baustoffe. Eine große Einschränkung stellen in diesem Zusammenhang sicherlich die hohen Anforderungen an die Feuerwiderstandsdauer tragender Bauteile dar. Hinzu kommen die geringe Steifigkeit und die Kriechneigung der Kunststoffe, die zu sehr großen Verformungen insbesondere bei großen Spannweiten führen. Von Nachteil sind weiterhin die Abhängigkeit des mechanischen Verhaltens von Größe und Dauer der Beanspruchung, der Temperatur und des Umgebungsklimas sowie der große Wärmeausdehnungskoeffizient.

Eine intelligente Kombination mit anderen Werkstoffen zu leistungsfähigen und steifen Verbundkonstruktionen kann diese Nachteile teilweise ausgleichen. Die Vorteile von Kunststoffen liegen in Ihrer leichten Formgebung und Verarbeitung sowie einem einstellbaren elastischen oder plastischen Verhalten. Diese Eigenschaften prädestinieren sie für den Einsatz bei Bauteilen mit komplexer Geometrie. Durch gezielte Anordnung von Verstärkungsrippen oder -fasern kann das Bauteil auf die einwirkenden Belastungen angepasst werden. Durch Konfektionierung können Steifigkeit und Festigkeiten gezielt optimiert werden. Außerdem besitzen sie eine geringe Dichte, eine niedrige Wärmeleitfähigkeit, ein gutes elektrisches Isoliervermögen und eine relativ hohe Zugfestigkeit.

Haupteinsatzgebiete für die Verwendung von Kunststoffen im Bauwesen sind Dämm- und Dichtstoffe, Komponenten der technischen und konstruktiven Gebäudeausstattung wie z.B. Folien, Kabel und Rohre sowie als Zusatzstoffe für Beton oder Farben.

In der Bauwerkserhaltung werden Betonkonstruktionen durch kohlefaserverstärkte Kunststoffe ertüchtigt. Geokunststoffe werden zur Baugrundverbesserung eingesetzt. In tragender Anwendung kommen häufig als pultrudierte Halbzeuge hergestellte faserverstärkte Kunststoffe zum Einsatz, da sie eine höhere Festigkeit aufweisen als unverstärkte Kunststoffe. Der Einsatz von GFK hat in der Luft- und Raumfahrt sowie im Maschinen- und Anlagenbau schon eine lange Tradition und findet nun vermehrt auch eine Verwendung in der Architektur und im Ingenieurbau.

Transparente Kunststoffe werden in erster Linie für die Fassadengestaltung, Absturzsicherungen oder als leichtere Alternative zu Glas für Überdachungen eingesetzt (vgl. [169]). Hüllen und Überdachungen von temporären Sonderbauten werden aufgrund der Effizienz der leichten Membrankonstruktionen sehr häufig aus Kunststoffmembranen hergestellt. Als Beispiele sind in Abbildung 2-9 zwei Projekte dargestellt, bei denen Polymethylmethacrylat, oder kurz PMMA (Markenname PLEXIGLAS®), als Plattenbauteil für die transparente Dacheindeckung bzw. transluzente Gebäudehülle verwendet wurden.

Der transparente Thermoplast PMMA wurde im Jahr 1931 von Dr. Otto Röhm in Darmstadt erfunden und 1933 erstmals von der Firma Röhm unter dem registrierten Markennamen PLEXIGLAS® nach dem Gießverfahren hergestellt. Dabei gelang es, zwischen zwei Glasplatten gegossenes MMA zu polymerisieren. Grundlage hierfür bildete die Dissertation von Otto Röhm aus dem Jahre 1901 unter dem Titel „Polymerisationsprodukte der Acrylsäure“. Seit Mitte der 50er Jahre des letzten Jahrhunderts wird neben dem gegossenen PLEXIGLAS® GS auch noch das PLEXIGLAS® XT im Extrusionsverfahren hergestellt.

Es kann prinzipiell jede beliebige Form durch Gießen erzeugt werden, solange sich eine Schalung dafür herstellen lässt. Bei der Herstellung des extrudierten Materials wird PMMA-Granulat kontinuierlich über einen Trichter in einen Extruder eingefüllt, im thermoplastischen Zustand über eine Schnecke gefördert, aufgeschmolzen, entgast, verdichtet und danach durch ein Werkzeug geformt, d.h. zwischen Stahlwalzen beidseitig geglättet und kalibriert. Danach werden die so geformten Elemente gekühlt und auf Länge geschnitten. Abhängig von dem verwendeten Werkzeug können unterschiedliche Formen erzeugt werden. Verfahrensbedingt werden im Extrusionsverfahren hauptsächlich Platten und Folien sowie stabförmige Bauteile, wie Stäbe oder Rohre bis zu einer Länge von mehreren Metern produziert.

Da es beim Abkühlvorgang zu Eigenspannungen im Inneren der PMMA- Bauteile kommen kann, sind bei der Extrusion maximale Materialstärken (etwa 25 mm) einzuhalten. Darüber hinausgehende Plattenstärken werden im Gussverfahren produziert. Auch heute noch wird PLEXIGLAS® nach diesen beiden Verfahren hergestellt. Die beiden Produkte PLEXIGLAS® GS und PLEXIGLAS® XT unterscheiden sich kaum in ihren Eigenschaften. Kleinere Abweichungen ergeben sich aus den unterschiedlichen verwendeten Rohmassen und dem Verarbeitungsprozess. So kommt es während der Herstellung zu einer leicht ausgeprägten Ausrichtung der Molekülketten in Extrusionsrichtung, was dazu führt, dass die Eigenschaften in Extrusionsrichtung leicht von denjenigen quer dazu abweichen. Dieser Effekt ist aber vernachlässigbar klein und ist nicht mit den orthotropen Eigenschaften des Holzes zu vergleichen. Gusspolymere erreichen in der Regel einen höheren Polymerisierungsgrad, was zu etwas höheren Festigkeiten und einer besseren Oberflächengüte führt.

Im Laufe der Zeit wurden noch farbige und schlagzähe Varianten (PLEXIGLAS® Resist) entwickelt, die in der Regel im Extrusionsverfahren produziert werden. Besonders in der Serienfertigung lassen sich Halbzeuge oder fertige Produkte sehr wirtschaftlich herstellen, da sich die hohen Investitionskosten für die Produktionsanlage erst bei entsprechend großen Stückzahlen amortisieren. Damit der Aufwand für die Nachbearbeitung möglichst gering gehalten werden kann, werden die Werkzeuge so präzise ausgebildet, dass die Bauteile nach dem Herstellungsprozess bereits ihre endgültige Form besitzen.

Zwei weitere Beispiele in Abbildung 2-10 zeigen eine transluzente Polycarbonat-Verkleidung eines auf dem Fluss schwimmenden Bootshauses und eine Balkonbrüstung aus extrudiertem PLEXIGLAS® als Absturzsicherung.



Abbildung 2-10: Einsatz von Kunststoffen in der Architektur,
links: UBC Boathouse in Richmond, Kanada, Architekt: Larry McFarland,
rechts: Balkonbrüstung in einer Wohnsiedlung in Marl, Evonik Wohnen

Darüber hinaus gilt das Bauen mit Kunststoffen immer noch als ein experimentelles Sondergebiet der Architektur. Abbildung 2-11 zeigt beispielhaft zwei Pavillons, die an zwei unterschiedlichen Universitäten entwickelt wurden. Der Forschungspavillon der Universität Stuttgart wurde aus glasfaserverstärktem Kunststoff konstruiert, während der als „Möbiusband“ bezeichnete Ausstellungspavillon des Fachbereichs Architektur der Technischen Universität Darmstadt eine Werkstoffkombination von Holz und PLEXIGLAS® darstellt.



Abbildung 2-11: Einsatz von Kunststoffen in der Architektur,
links: Forschungspavillon des ITKE der Universität Stuttgart,
rechts: Ausstellungspavillon der Architekturfakultät der TU Darmstadt

Auch im Messebau werden Kunststoffe häufig eingesetzt, da sie sich als Sonderbauteile mit komplexer Geometrie bei geringen Toleranzen besonders eignen. Die plastische Formbarkeit transparenter Kunststoffe bietet hier eine enorme Vielfalt hinsichtlich der Gestaltungsmöglichkeiten. Abbildung 2-12 illustriert ein leichtes Schalentragsystem aus PMMA für ein transparentes Stundenglas, das zur Präsentation eines neuen PKW in Moskau genutzt wurde.

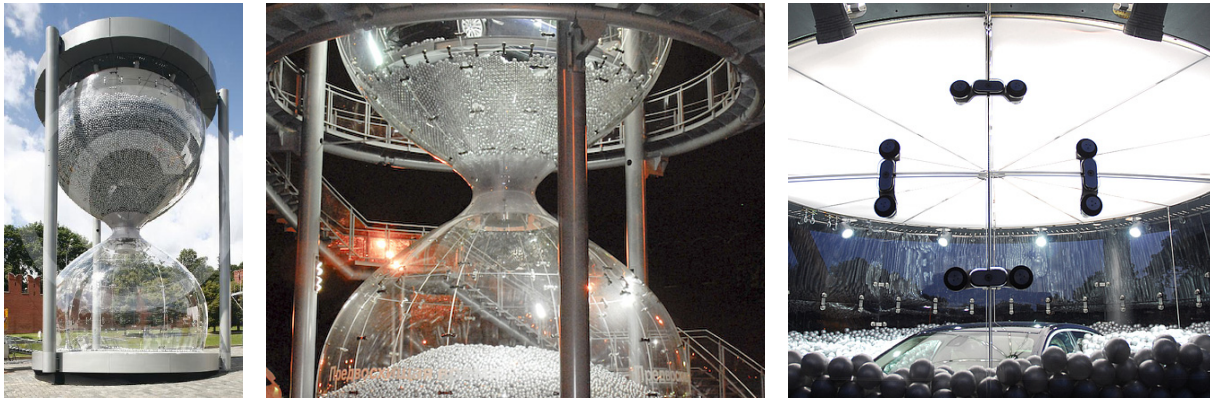


Abbildung 2-12: Einsatz von Kunststoffen im Messebau, Projekt BMW 7er Präsentation Moskau, Planung/ Quelle: imagine structure links: Stundenglas mit Befüllung vor der Präsentation, Mitte: Rotationssymmetrisches Schalentragsystem aus verformtem PMMA, rechts: Kopplungselemente zwischen den PMMA-Schalen

2.1.2.2 Chemische Grundlagen

Bei Kunststoffen handelt es sich um aus großen Molekülen zusammengesetzte Kohlenstoffverbindungen. Daher bezeichnet man sie als makromolekulare organische Werkstoffe. Es gibt synthetische Kunststoffe, wie z.B. PMMA oder PVC, die durch chemische Synthese aus verschiedenen niedermolekularen Bausteinen, den Monomeren, zusammengesetzt sind und es gibt Kunststoffe, die durch die Umwandlung von Naturstoffen wie z.B. Kautschuk oder Zellulose gewonnen werden. Die Grundbausteine von Kunststoffen sind Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff und Stickstoff. Als Ausgangsstoff werden bei den meisten Kunststoffen kohlenstoffhaltige Rohstoffe wie Erdöl, Erdgas und Kohle verwendet.

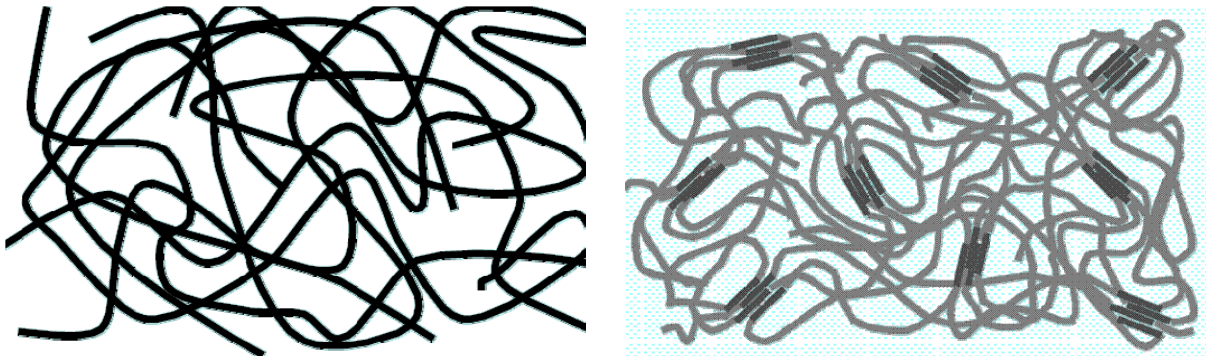
Eine Klassifizierung der Kunststoffe wird in der Regel nach dem Vernetzungsgrad vorgenommen, da hiervon viele maßgebliche Materialeigenschaften des Polymers abhängen. Dazu zählen in erster Linie die Wärmeformbeständigkeit und Verarbeitbarkeit sowie Festigkeit und Härte. Hinsichtlich der Art und des Grades der Vernetzung kann man drei große Gruppen unterscheiden: Thermoplaste, Duroplaste und Elastomere. Die Grenzen zwischen diesen Gruppen sind fließend. Eine Zuordnung ist demzufolge nicht immer eindeutig möglich.

Thermoplaste sind unvernetzt und bestehen aus Polymerketten, die linear oder verzweigt sein können. Sie sind daher thermoplastisch verformbar und besitzen keinen definierten Schmelzpunkt sondern einen Temperaturbereich, in dem sie von einem weichen in einen flüssigen Zustand übergehen. Dies unterscheidet sie von den meisten organischen und anorganischen Substanzen.

Die unterschiedlich langen Polymerketten besitzen untereinander keine Atombindungen und sind lediglich durch Nebenvalenzkräfte (Wasserstoffbrücken- oder Van-der-Waals-Bindungen) miteinander verbunden. Diese zwischenmolekularen Bindungskräfte können bei einem Anstieg der Temperatur überwunden werden. In der Folge wird der Thermoplast weich. Vorteilhaft für die Bearbeitung der Thermoplaste ist die Tatsache, dass dieser Schmelzvorgang reversibel ist. Der Prozess der thermoplastischen Verformung ist wiederholbar. Allerdings hat das wiederholte Einsmelzen einen Kettenabbau zur Folge, durch den die Werkstoffzähigkeit herabgesetzt wird.

Man unterscheidet zwischen amorphen und teilkristallinen Thermoplasten (siehe Abbildung 2-13). Bei amorphen Thermoplasten liegen die Molekülketten ungerichtet in einer Knäuelstruktur vor. Sie zeichnen sich dadurch aus, dass ihre Makromoleküle stärker miteinander verwoben sind als bei den teilkristallinen Thermoplasten. Aufgrund ihrer Sprödigkeit reagieren sie empfindlich auf Spannungsrisse. Beispiele für amorphe Thermoplaste sind Polymethylmethacrylat (PMMA), Polycarbonat (PC), Polystyrol (PS) und Polyvinylchlorid (PVC).

Teilkristalline Thermoplaste weisen zumindest in Teilbereichen eine regelmäßige Struktur auf, in der sich die Molekülketten parallel zueinander anordnen. Durch einen regelmäßigen Aufbau der Kette wird eine hohe Packungsdichte mit einem geordneten Aneinanderlagern der Makromoleküle möglich. Die Molekülketten können sich hinreichend annähern und eine parallele oder gefaltete Anordnung wird möglich. Gegenüber den amorphen Thermoplasten lassen sie sich schlechter lösen und weisen eine höhere Dichte auf. Als typische Beispiele für teilkristalline Thermoplaste seien an dieser Stelle Polyethylen (PE), Polypropylen (PP), Polyamid (PA) und Polyoxymethylen (POM) genannt.



**Abbildung 2-13: Struktur der Thermoplaste, Quelle: SKZ/[56],
links: Amorphe Thermoplaste, rechts: Teilkristalline Thermoplaste**

Duroplaste werden auch als Duomere bezeichnet. Sie zeichnen sich durch eine amorphe Struktur und eine engmaschige räumliche Vernetzung aus (siehe Abbildung 2-14, links). Ihre stark dreidimensional vernetzte Molekülstruktur wird vor allem durch Hauptvalenzbindungen bestimmt. Das führt dazu, dass Duroplaste sehr hart und spröde sind und sich auch unter Energiezufuhr nur plastisch verformen lassen. Die Bewegungsfreiheit der Atome ist so stark eingeschränkt, dass sich die Atombindungen lösen (Zersetzungstemperatur) bevor die Schmelztemperatur erreicht ist. Die Festigkeit und Steifigkeit der Duroplaste ist deutlich höher als bei den Elastomeren. Typische Beispiele für im Bauwesen angewendete Duroplaste sind Epoxid- oder Polyesterharze.

In der Baupraxis werden Duroplaste häufig als faserverstärkte Kunststoffe eingesetzt. Dabei bilden die duromeren Kunststoffharze die Matrix und werden durch Glas- oder Kohlenstofffasern verstärkt. Während die Fasern für die Festigkeit und Steifigkeit des Verbundwerkstoffes sorgen, gibt die Matrix dem Bauteil seine Form, sie fixiert und stabilisiert die Fasern und schützt sie vor den Umgebungsmedien.

Elastomere zeichnen sich durch eine amorphe Struktur mit einer geringen, weitmaschigen räumlichen Vernetzung aus (siehe Abbildung 2-14, rechts). Es ist nicht möglich, diese Struktur durch Energiezufuhr zu lösen, ohne dass sich das Material dabei zersetzt. Daher sind sie nicht thermoplastisch verformbar oder schmelzbar. Aufgrund der weitmaschigen Vernetzung verfügen Elastomere über eine große Elastizität. Diese lässt größere Verformungen ohne eine Zerstörung der Struktur zu. Werden belastete Elastomere wieder entlastet, nehmen diese wieder ihren ursprünglichen Zustand an. Elastomere sind temperaturbeständig und nutzen sich nur sehr wenig ab. Kautschuke und Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM) sind Beispiele für Elastomere.

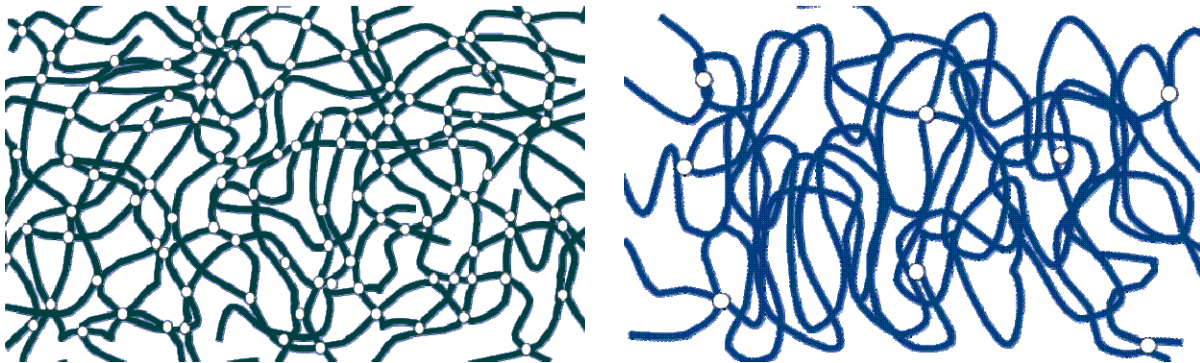


Abbildung 2-14: links: Struktur der Duroplaste, rechts: Struktur der Elastomere, Quelle: SKZ/[56]

Synthetisch hergestellte Kunststoffe können durch drei unterschiedliche Reaktionen aus Monomeren erzeugt werden. Neben der Polymerisation gibt es die Polyaddition und die Polykondensation. Die Herstellung von Thermoplasten erfolgt meistens durch Polymerisation. Für eine Beschreibung der beiden anderen Verfahren wird auf die Literatur verwiesen (z.B. [53], [132]).

Bei der Polymerisation bilden meist ungesättigte Moleküle (Monomere) mit Kohlenstoffdoppelbindungen die Ausgangskomponenten. Unter Zugabe von Reaktionsmitteln werden diese gelöst und bilden eine Kette. Ein Monomer reagiert mit einem Radikal, wodurch ein neues Radikal entsteht, an das sich ein weiteres Monomer anlagern kann. Dabei wird Reaktionswärme frei. Als Produkt entsteht dabei ein Polymerisat. Sind alle Grundmoleküle gleich, spricht man von einem Homopolymerisat. Die Steuerung des beschriebenen Prozesses erfolgt über die Zugabe von Fremdmolekülen, eine bestimmte Temperatur, Druck und die Bemessung der Katalysatormenge. Dadurch wird der Polymerisationsgrad bestimmt. Zwischen dem Polymerisationsgrad und der Festigkeit des Polymers besteht ein proportionaler Zusammenhang.

2.1.2.3 Chemischer Aufbau von PMMA

PMMA ist ein amorpher Thermoplast, der durch die radikalische Polymerisation des Monomers Methylmethacrylat (auch Methacrylsäuremethylester oder kurz MMA) unter Zuhilfenahme eines Initiators, meist ein Peroxyd, hergestellt wird. Die Grundstoffe zur Herstellung des Monomers MMA werden durch verschiedene Veredelungsverfahren aus Rohöl gewonnen. MMA besteht vor allem aus Acetoncyanhydrin (Aceton und Cyanwasserstoff/Blausäure), welches mit konzentrierter Schwefelsäure zu Methacrylsäureamid umgesetzt und schließlich zu MMA verestert wird. Die Strukturformel für PMMA ist in Abbildung 2-15 angegeben. Die Polymerketten von PMMA sind nicht verzweigt. Aufgrund seiner amorphen Gefügestruktur ist PMMA ein harter, spröder und glasklarer Kunststoff.

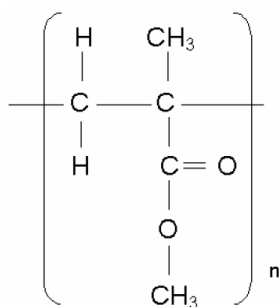


Abbildung 2-15: Strukturformel für Polymethylmethacrylat (PMMA)

Die meisten Materialeigenschaften von PMMA hängen von den unterschiedlichen Bindungstypen des Polymers ab. Während die Hauptvalenzbindungen die Atome innerhalb der Moleküle verbinden, halten die Nebenvaleanzkräfte die einzelnen Moleküle zusammen. Da die Festigkeitswerte der Hauptvalenzbindungen deutlich höher als diejenigen der Nebenvaleanzbindungen sind, wird die Festigkeit des Polymers durch die Art der Verschlaufungen und Nebenvaleanzkräfte bedingt. Die Nebenvaleanzkräfte sind temperaturabhängig und lösen sich bei Energiezufuhr. Aus diesem Grund kann PMMA durch Erhitzen dauerhaft plastisch verformt werden.

2.1.2.4 Charakteristische Eigenschaften von PMMA

PMMA ist ein höchsttransparenter Thermoplast mit einer Lichtdurchlässigkeit von etwa 92 Prozent. Im Vergleich zu Glas ($\rho = 2,5 \text{ g/cm}^3$) ist es mit einer Rohdichte von etwa $\rho = 1,2 \text{ g/cm}^3$ deutlich leichter. Außerdem ist es in der Lage UV- Licht und Röntgenstrahlung durchzulassen, hingegen die Infrarotstrahlung zurückzuhalten.

Seine mechanische Festigkeit, Härte und Steifigkeit ist verglichen mit anderen Kunststoffen wie auch Polycarbonat sehr hoch. Die wichtigsten mechanischen Eigenschaften sind gemäß Herstellerangaben für verschiedene PMMA- Sorten in Abbildung 2-16 dargestellt. Im Vergleich zu den Metallen ist die Festigkeit von PMMA aber nur gering und aufgrund seines kleinen Elastizitätsmoduls von 3.300 N/mm^2 treten unter einer Belastung große Formänderungen auf.

Mechanische Eigenschaften

| | PLEXIGLAS® GS 233; 222; 209; (0F00; 0F00; 0Z09) | PLEXIGLAS® XT 20070; 29070 (0A000; 0A070) | PLEXIGLAS RESIST® 45; 65; 75; 100 | Maßeinheit | Prüfvorschrift |
|---|---|---|--|------------|----------------------------------|
| Rohdichte ρ | 1,19 | 1,19 | 1,19 | g/cm³ | ISO 1183 |
| Schlagzähigkeit a_{cu} nach Charpy | 15 | 15 | 45; 65; 75; kein Bruch | kJ/m² | ISO 179/1fu |
| Kerbschlagzähigkeit a_{IK} nach Izod | 1,6 | 1,6 | 2,5; 4,5; 6,0; 6,5 | kJ/m² | ISO 180/1 A |
| Kerbschlagzähigkeit a_{IK} nach Charpy | – | – | 3,5; 6,5; 7,5; 8,0 | kJ/m² | ISO 179/1eA |
| Zugfestigkeit σ_M a) -40 °C b) 23 °C c) 70 °C | 110 80 40 | 100 72 35 | – 60; 50; 45; 40 – | MPa | ISO 527-2/1B/5 |
| Dehnung beim Bruch ε_B | 5,5 | 4,5 | – | % | ISO 527-2/1B/5 |
| Nominelle Dehnung beim Bruch ε_B | – | – | 10; 15; 20; 25 | % | ISO 527-2/1B/50 |
| Biegefestigkeit σ_{bb} Normstab (80 x 10 x 4 mm³) | 115 | 105 | 95; 85; 77; 69 | MPa | ISO 178 |
| Quetschspannung σ_{qf} | 110 | 103 | – | MPa | ISO 604 |
| Zul. Materialspannung σ_{zul} (bis 40 °C) | 5–10 | 5–10 | 5–10 | MPa | – |
| Elastizitätsmodul E_t (Kurzzeitwert) | 3300 | 3300 | 2700; 2200; 2000; 1800 | MPa | ISO 527-2/1B/1 |
| Min. zulässiger Kaltbiegeradius | 330 x Dicke | 330 x Dicke | 270 x Dicke; 210 x Dicke; 180 x Dicke; 150 x Dicke | – | – |
| Schubmodul G bei ca. 10 Hz | 1700 | 1700 | – | MPa | ISO 537 |
| Kugeldruckhärte $H_{961/30}$ | 175 | 175 | 145; 130; 120; 100 | MPa | ISO 2039-1 |
| Kratzfestigkeit nach Reibradverfahren (100 U.; 5,4 N; CS-10F) | 20–30 | 20–30 | 20–30; 30–40; 30–40; 30–40; | % Haze | ISO 9352 |
| Reibungskoeffizient μ a) Kunststoff auf Kunststoff b) Kunststoff auf Stahl c) Stahl auf Kunststoff | 0,8 0,5 0,45 | 0,8 0,5 0,45 | – – – | – | – |
| Poissonzahl μ_b (bei Dehngeschwindigkeit 5 % pro min, bis Dehnung 2 %, bei 23 °C) | 0,37 | 0,37 | 0,41; 0,42, 0,41; 0,43 | – | ISO 527-1 |
| Pucksicherheit ab Dicke | – | 12 mm (46/900 549) | –; 6 ¹⁾ ; (6); 6 ²⁾ mm (¹⁾ 46/901 869/Sm/C; ²⁾ 46/901 870/Sm/C) | – | ähnlich DIN 18 032, Teil 3 |

Abbildung 2-16: Mechanische Eigenschaften von PLEXIGLAS® GS und PLEXIGLAS® XT nach [23]

Die für die hohe Transparenz verantwortliche amorphe Molekularstruktur führt andererseits dazu, dass sich PMMA, sofern es nicht modifiziert wird, bei normalen Gebrauchstemperaturen (Glaszustand) spröde verhält und spannungsrissegefährdet ist. Bis zu einer Temperatur von etwa 90 °C ist die Wärmeformbeständigkeit gegeben. Auf die durch den Kontakt mit anderen Baustoffen hervorgerufene Spannungsrissegefährdung wird in einem separaten Abschnitt noch in Bezug auf das in dieser Arbeit untersuchte Verbundtragsystem mit Holz eingegangen (siehe Kapitel 2.4.1.3).

PMMA ist UV- und witterungsbeständig. Es besitzt außerdem eine hohe Kratzfestigkeit und Polierfähigkeit. Seine Oberfläche kann eingefärbt, lackiert oder bedruckt werden. Darüber hinaus kann das Material im festen Zustand spanabhebend bearbeitet, mechanisch verbunden oder geklebt werden. Im thermoelastischen Zustand ist eine Warmverformung möglich. Obwohl die Grundstoffe von PMMA zum Teil giftig sind, ist der Kunststoff selbst physiologisch unbedenklich und geruchsneutral.

Er ist außerdem mit Ausnahme von Essigsäure, Salzsäure, Alkohol, Aceton und Diethylether gegen die meisten Chemikalien beständig. PMMA lässt sich grundsätzlich gut rezyklieren. Sortenrein kann es praktisch in gleicher Qualität wiederverwertet werden. Vom Brandverhalten her wird PMMA ohne weitere Maßnahmen in die Baustoffklasse B2 nach DIN 4102 eingeordnet. Das ist der Hauptgrund dafür, dass der Einsatz von PMMA bislang auf Bauteile mit geringen Brandschutzanforderungen, wie Fassaden, Überdachungen und fliegende Bauten beschränkt ist. Wenn PMMA brennt entstehen keine toxischen Gase und nur geringe Mengen Rauch. Gerecktes PMMA GS ist nicht brennend abtropfend und erreicht Klasse B1.

Wie bereits in den vorangegangenen Abschnitten erläutert wurde, hängen die mechanischen Eigenschaften von thermoplastischen Kunststoffen von vielen Einflussparametern ab. Auf die wichtigsten soll im Folgenden kurz eingegangen werden. Sie lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Art und Größe der aufgebrachten Last,
- Herstellungsart,
- Umgebungstemperatur,
- Zeit (Belastungsdauer und Geschwindigkeit),
- Umwelt- und Medieneinflüsse.

PMMA weist unter Druck- und Zugbelastung ein unterschiedliches Materialverhalten auf. Darüber hinaus weichen die Festigkeiten für die beiden Beanspruchungsarten stark voneinander ab. Gleiter hat in [72] Druck- und Zugversuche durchgeführt, mit deren Hilfe er ein vereinfachtes, idealisiertes Spannungs- Dehnungs- Diagramm für PMMA aufgestellt hat (siehe Abbildung 2-17). Dabei wurden Stabilitätsüberlegungen außer Acht gelassen. Danach zeigt PMMA im Zugbereich ein nahezu linear- elastisches Verhalten bis zum Sprödbbruch. Die aufnehmbare Belastung unter einer Druckbeanspruchung ist etwa doppelt so groß wie unter einer Zuglast. Im Druckbereich zeigt sich nach einem zunächst ebenfalls linear- elastischen Bereich, dass sich die Last ab einem gewissen Punkt nicht mehr weiter steigern lässt und die Verformungen stark zunehmen.

Die Versuche wurden alle bei einer Temperatur von 23° C durchgeführt. Andere Temperaturbereiche wurden nicht untersucht. Das Materialverhalten von PMMA ist stark von der Temperatur sowie der Belastungsgeschwindigkeit abhängig. Daher ist das von Gleiter vorgestellte Diagramm nur als eine starke Vereinfachung zu sehen. Dies gilt insbesondere auch für den hierin ablesbaren E-Modul.

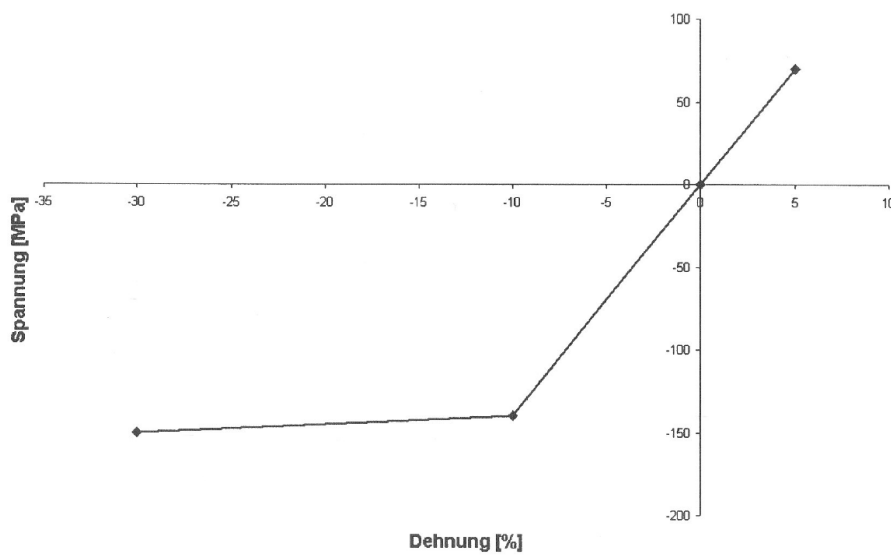


Abbildung 2-17: Idealisiertes Spannungs- Dehnungs- Diagramm für PLEXIGLAS® bei 23° C nach [72]

Für die in den Kapiteln 4 bis 6 beschriebenen numerischen Berechnungen wurde der dargestellte Verlauf für die Modellierung des Materialverhaltens herangezogen. Allerdings wurde der E-Modul entsprechend angepasst.

Aufgrund seiner Herstellung im Extrusionsverfahren ist PLEXIGLAS® XT weder ganz rein noch spannungsfrei. Im Gegensatz dazu sind die optischen Eigenschaften des Materials aus der Gussproduktion aufgrund seines höheren Polymerisationsgrades nahezu perfekt. Außerdem sind die Bauteile nach der Herstellung praktisch spannungsfrei. Diesem Umstand wird in Form von unterschiedlichen charakteristischen Festigkeitswerten in Abbildung 2-16 Rechnung getragen.

Die Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen Spannung und Dehnung (Hooke'sches Gesetz) unterhalb seines spezifischen Erweichungsbereichs ist gerechtfertigt. Die Glasübergangstemperatur wird in der Literatur (hier [53]) mit 106° C für extrudiertes PMMA und 115° C für gegossenes PMMA angegeben. Ferner werden vom Hersteller in [23] Dauergebrauchstemperaturen von 70° C für PLEXIGLAS® XT und 80° C für PLEXIGLAS® GS angegeben. Diese liegen jedoch oberhalb der üblichen Gebrauchstemperaturen im Bauwesen.

Wie in einem anderen Zusammenhang bereits früher erwähnt können Thermoplaste wie PMMA mehrfach in ihrem Zustand reversibel verändert werden. Sie durchlaufen dabei unterschiedliche Zustandsbereiche. Diese Bereiche gehen allerdings eher fließend in einander über und sind nicht durch bestimmte Temperaturpunkte voneinander getrennt. Während PMMA unter gewöhnlichen Gebrauchstemperaturen hart ist, kann es durch Erwärmen vom hartelastischen über den weichelastischen in den plastischen Zustand überführt werden. Bei diesem Prozess erfährt es keine chemische Veränderung und erstarrt beim Abkühlen wieder in den harten Zustand. Die Elastizität von PMMA nimmt bei steigender Temperatur zu, weil die Beweglichkeit der einzelnen Molekülketten zueinander zunimmt. Bis zum Erreichen der Zersetzungstemperatur sind alle Zustände umkehrbar.

Beim Überschreiten dieser Temperatur wird der Kunststoff zersetzt. In Abbildung 2-18 ist der Elastizitätsmodul in Abhängigkeit von der Temperatur für die beiden PMMA- Sorten angegeben. Die Abweichung zwischen den beiden Kurven ist gering.

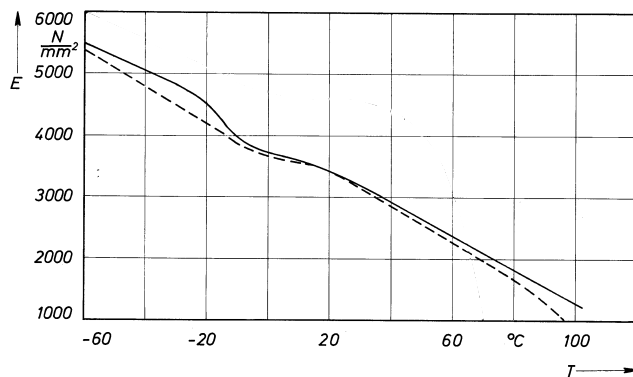


Abbildung 2-18: E-Modul in Abhängigkeit von der Temperatur für PLEXIGLAS® GS und PLEXIGLAS® XT, Quelle: Evonik Röhm GmbH/[56]

Der Abfall der Materialsteifigkeit bei ansteigender Temperatur ist schon im baupraktischen Bereich nicht mehr vernachlässigbar. Schon bei einem Anstieg der Temperatur auf 60° C fällt der E-Modul gegenüber der Herstellerangabe für normale Gebrauchstemperaturen von 23° C um 25 Prozent ab. Die Verformungen eines PMMA- Bauteils würden demzufolge entsprechend zunehmen. Die festigkeits- und steifigkeitsmindernden Effekte aus einem Temperaturanstieg müssen auch schon bei relativ niedrigen Temperaturen berücksichtigt werden.

Wegen seines hohen thermischen Längenausdehnungskoeffizienten von $\alpha_T = 7 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ sollten PMMA- Bauteile möglichst zwängungsfrei gelagert werden. In einer Verbundkonstruktion mit weniger stark temperaturempfindlichen Werkstoffen kommt es bei einem Temperaturwechsel zu erheblichen Zwangsbeanspruchungen in den verbundenen Einzeltraggliedern. Auf dieses Thema wird später noch einzugehen sein.

Neben der angeführten geringen Steifigkeit und der Sprödigkeit des Kunststoffs, wirkt sich aus der Sicht des Tragwerkingenieurs vor allem der zeit- und temperaturabhängige Charakter des Werkstoffs negativ auf seine mögliche Anwendbarkeit als tragendes Bauteil aus. Neben seiner starken Temperaturabhängigkeit variiert der E-Modul zudem auch mit der Belastungsgeschwindigkeit wie Abbildung 2-19 zu entnehmen ist. Dabei wurden wieder die beiden PMMA- Sorten betrachtet, wenngleich sich die Kurven nicht sehr stark voneinander unterscheiden.

Bei einer Erhöhung der Belastungsgeschwindigkeit erhöht sich auch die Steifigkeit des Materials. Allerdings bleibt das Verhältnis zwischen den E-Moduln bei einer Temperatur von 60° C und demjenigen bei 23° auch für unterschiedliche Belastungsgeschwindigkeiten annähernd gleich groß. Die oben beschriebene Abhängigkeit des E-Moduls von der Temperatur wird bestätigt.

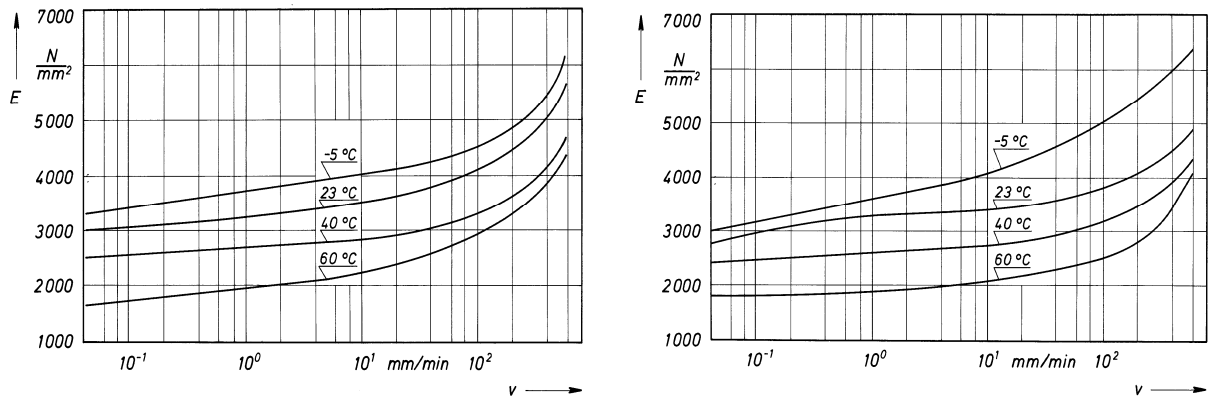


Abbildung 2-19: E-Modul in Abhängigkeit von der Temperatur und der Belastungsgeschwindigkeit, Quelle: Evonik Röhm GmbH/[56], links: PLEXIGLAS® XT, rechts: PLEXIGLAS® GS

Besonders interessant für die im Rahmen dieser Arbeit weiter untersuchte Lochleibungsproblematik ist das Verhalten von PMMA unter einer Kербbeanspruchung wie im Bereich einer Lochbohrung für eine Bolzenverbindung. Neben der Bohrung, die selbst eine große Kerbe darstellt, spielen hier besonders auch kleine Macken, Ausmuschelungen und Kerben durch den Bohrvorgang eine wesentliche Rolle. Abbildung 2-20 stellt die Abhängigkeit der Kербwirkungszahl von der Kербgeometrie und Temperatur dar. Die Kербwirkungszahl ist ein Maß für die Beanspruchung einer gekerbten im Vergleich zu einer ungekerbten Probe.

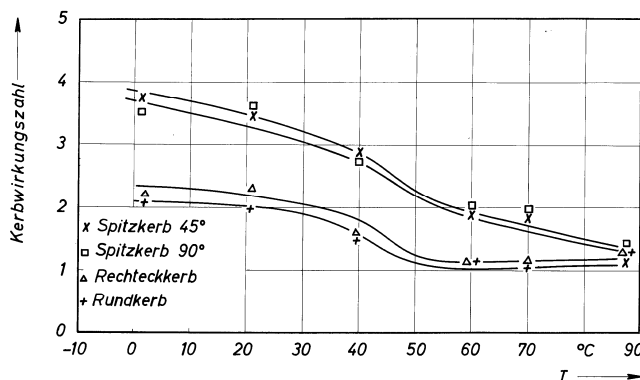


Abbildung 2-20: Kербwirkungszahlen in Abhängigkeit von der Temperatur und der Kербgeometrie für PLEXIGLAS® GS, Quelle: Evonik Röhm GmbH/[56]

Wie man sieht, ist die Temperaturabhängigkeit für die einzelnen Kербgeometrien grundsätzlich ähnlich. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Kerben bei höher werdender Temperatur an Wirkung verlieren. Umgekehrt zeigt die Abbildung aber auch, dass gerade bei Temperaturen im Bereich des Gefrierpunktes aufgrund der zunehmenden Sprödigkeit (Versprödungserscheinungen) des Kunststoffs auch die Empfindlichkeit für ein Kербversagen merklich zunimmt. Dies kann insbesondere bei frei bewitterten Lochleibungsverbindungen in PMMA- Bauteilen zu Problemen infolge der Spannungsspitzen am Bohrloch führen. Grundsätzlich ist die Spannungserhöhung infolge von Spitzkerben deutlich größer als bei Rechteck- oder Rundkerben.

Diese Erkenntnis hat auch einen direkten Einfluss auf die nach [56] definierten Bohrlochgüten. Auch das Zeitstandsverhalten von PMMA ist sehr stark temperaturabhängig. Schon bei einer Temperatur von 40° C stellt sich eine deutliche Reduktion der aufnehmbaren Spannungen ein (vgl. [56] und [162]).

In [162] sind weitergehende Untersuchungen zum Temperaturverhalten von PMMA beschrieben. Eine Erhöhung der Temperatur hat erwartungsgemäß auch einen erheblichen Einfluss auf die Spannungs- Dehnungs- Verläufe von PMMA im Zugversuch. Während PMMA bei niedrigen Temperaturen bis zur Raumtemperatur ein linear- elastisches Materialverhalten zeigt, kommt es ab Temperaturen von etwa 60° C zu der Ausbildung eines ausgeprägten Fließbereichs. Damit einher geht ein deutlicher Abfall der aufnehmbaren Spannung. So ist bei einem Temperaturanstieg auf 50° C bereits eine Reduktion um ca. 28 Prozent gegenüber der Raumtemperatur zu verzeichnen. Bei einer Temperatur von 60° C sind es schon 37, bei 80° C 54 und bei 100° C gar 75 Prozent. Auch die Poissonzahl hängt von der Temperatur ab. Sie nimmt stufenweise mit steigender Temperatur zu.

Wie weiter oben schon im Zusammenhang mit der Temperaturabhängigkeit der Materialeigenschaften beschrieben hängen die Steifigkeiten und Festigkeiten von Kunststoffen auch von der Belastungsgeschwindigkeit ab. Darüber hinaus hängen die mechanischen Eigenschaften auch von der Lastdauer ab (vgl. [162]). PMMA zeigt ein viskos-elastisches Materialverhalten. Höhere Temperaturen verstärken die Zeitabhängigkeit der Materialeigenschaften von PMMA zusätzlich.

Wird PMMA belastet, teilt sich die Dehnung im Werkstoff in drei Anteile auf. Die Dehnung einer PMMA- Probe unter Last hat zunächst einen energie- elastischen Anteil. Diese Formänderung ist reversibel und unabhängig von der Zeit und geht bei Entlastung sofort wieder zurück. Der über den ersten Zustand hinausgehende zweite Dehnungsanteil ist eine entropie- elastische Dehnung, bei der sich Molekülketten unter einer dauerhaften Belastung umlagern und nach Entlastung erst langsam wieder in ihren ursprünglichen Zustand zurückkehren. Dieser Prozess kann durch das Aufbringen einer Temperatur beschleunigt werden. Durch höhere, lang anhaltende Belastungen und/oder höhere Temperaturen kann ein dritter Dehnungsanteil mit irreversiblen Verformungen auftreten, der als viskoses Fließen bezeichnet wird. Dabei kommt es zu dauerhaften Verschiebungen im Molekulargefüge, die ggf. durch Tempern der Probe zumindest teilweise wieder rückgängig gemacht werden können.

In [162] beschriebene Untersuchungen zum Zeitstands- und Relaxationsverhalten zeigen, dass die Bruchspannung im Laufe der Zeit unter Dauerbelastung deutlich abnimmt. Unter einer freien Bewitterung müssen diese Spannungen noch mal deutlich abgesenkt werden. Das Zeitstandsverhalten von schlagzäh modifiziertem PMMA (PLEXIGLAS® Resist) ist besser als bei unmodifiziertem PMMA. Im Zeitstandszugversuch treten Schädigungen infolge von lokalen Gefügeänderungen im Kunststoff auf, weil sich die Molekülketten in Richtung der Hauptzugspannungen ausrichten. Diese leichten, streifenförmigen Weißfärbungen im PMMA sind keine Risse. Sie werden als Crazes bezeichnet.

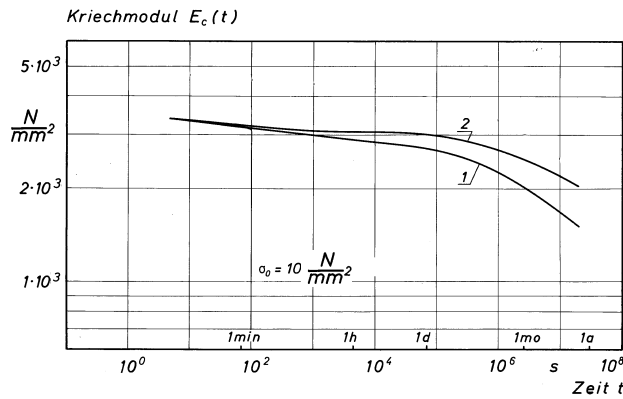


Abbildung 2-21: Kriechmodul von gegossenem (1) und extrudiertem (2) PMMA in Abhängigkeit von der Temperatur nach [162]

Ein Maß für die zeitabhängigen Eigenschaftsänderungen des Polymers ist der Kriechmodul. Zu seiner Bestimmung werden die Spannungen zum Ausgangszeitpunkt auf die zeitabhängigen Dehnungen bezogen. In Abbildung 2-21 ist der Kriechmodul für die beiden unmodifizierten PMMA- Sorten über die Zeit aufgetragen. Gegossenes PMMA zeigt eine stärkere Kriechneigung als das Material aus der Extrusionsproduktion.

Obwohl PMMA einer der witterungsbeständigsten Kunststoffe ist, können jedoch Feuchtigkeitsaufnahme und UV- Strahlung seine Festigkeit und auch seine Lebensdauer beeinträchtigen. Gerade unter einer Freibewitterung verändern sich daher seine Eigenschaften. Die UV- Strahlung bricht die Molekülketten des Polymers auf, so dass diese verkürzt werden. Daraus resultiert ein festigkeitsmindernder Effekt, der bei der Bemessung von PMMA- Bauteilen berücksichtigt werden muss. Die UV- Beständigkeit kann durch entsprechende Additive verbessert werden.

2.1.2.5 Bemessungskonzepte

Obwohl es in Deutschland einige Normen zur Regelung von Mindestanforderungen an Materialkennwerte und zur Prüfung von Kunststoffen gibt, fehlt es noch immer an einer Vorschrift zur Bemessung von tragenden Bauteilen aus PMMA. Aus diesem Grund wird für den Einsatz von PMMA als tragendes Bauteil im Bauwesen in der Regel eine Zustimmung im Einzelfall notwendig, die von der Obersten Bauaufsichtsbehörde des jeweiligen Bundeslandes auf Antrag des Bauherrn erteilt wird. Diese ist nur für das jeweilige Bauvorhaben gültig, für das sie erteilt wird. Bei dem der Zustimmung vorausgehenden Verfahren muss die Tragfähigkeit des Kunststoffbauteils durch geeignete Versuche und Berechnungen nachgewiesen werden. Auch wenn der Umfang der experimentellen, numerischen und analytischen Untersuchungen stark von der konkreten Bauaufgabe und den verwendeten Produkten abhängt, ist der Aufwand zur Erlangung der Genehmigung oft ein Hindernis für die Verwendung der Kunststoffe.

Aus diesem Grund hat der Arbeitskreis „Tragende Kunststoffbauteile im Bauwesen (TKB)“ des Bauüberwachungsvereins (BÜV) in Berlin eine Empfehlung zur Bemessung und Konstruktion von tragenden Bauteilen von Kunststoffen erarbeitet. Die TKB- Empfehlung (siehe [31]) deckt dabei sowohl unverstärkte als auch verstärkte Kunststoffe ab.

Wie in dem vorangestellten Kapitel erläutert wurde, hängen die Materialkennwerte von PMMA hauptsächlich von der Umgebungstemperatur, der Belastungsdauer und den Umweltbedingungen ab. Daher werden diese Parameter explizit in der Nachweisführung nach TKB- Empfehlung berücksichtigt. Das Bemessungskonzept sieht vor, dass die Kurzzeitkennwerte der Festigkeiten und Steifigkeiten mit Hilfe von Abminderungsfaktoren für die aufgeführten Einflussgrößen reduziert werden und anschließend als Bemessungswert des Widerstandes den Bemessungswerten der Einwirkungen gegenübergestellt werden. Die Nachweisführung im Grenzzustand der Tragfähigkeit erfolgt dann in Übereinstimmung mit dem Bemessungskonzept der Eurocodes durch die folgende Gleichung:

$$E_d(t) \leq \frac{R_{k,0,05}}{\gamma_M \cdot A_{\text{mod}}^f} \quad (2-1)$$

Darin sind:

$E_d(t)$ Bemessungswert der Einwirkungen als Funktion der Zeit,

$R_{k,0,05}$ charakteristischer Wert der Kurzzeitfestigkeit für das anzuschließende Bauteil aus Kunststoff,

γ_M Teilsicherheitsbeiwert für den Widerstand,

A_{mod} werkstoffspezifischer Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses aus der Einwirkungsdauer, den Umweltbedingungen und der Umgebungstemperatur.

Der werkstoffspezifische Modifikationsfaktor ergibt sich aus:

$$A_{\text{mod}}^f = A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \quad (2-2)$$

Darin sind:

A_1 werkstoffspezifischer Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses aus der Einwirkungsdauer (z.B. aus der Belastung),

A_2 werkstoffspezifischer Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses aus den Umweltbedingungen (z.B. Bewitterung, Feuchtigkeit, Chemikalien),

A_3 werkstoffspezifischer Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses aus der Umgebungstemperatur.

Für etliche Faserverbundkunststoffe und einige unverstärkte Kunststoffe sind diese Modifikationsfaktoren zusammen mit den Teilsicherheitsbeiwerten für den von der Beanspruchungsart abhängigen Widerstand im Anhang der TKB- Empfehlung angegeben. Für den Thermoplast PMMA sind dort allerdings nicht alle Modifikationsfaktoren enthalten. Daher muss an dieser Stelle auf die Arbeit von Gleiter (siehe [72]) zurückgegriffen werden. Im Folgenden werden die dort veröffentlichten Faktoren in Form einer Tabelle für die Festigkeit (Zeiger f) und den E-Modul (Zeiger E) aufgeführt (siehe Tabelle 2-1). Diese basieren auf der Auswertung von zahlreichen Diagrammen des PLEXIGLAS® Herstellers Evonik Röhm GmbH.

Tabelle 2-1: Modifikationsfaktoren A_i für die Bemessung nach TKB (vgl. [72], [31])

| <i>Modifikationsfaktor</i> | <i>Randbedingungen</i> | Wert [-] |
|----------------------------|--|-------------|
| A_1^f | Einwirkungsdauer bis 20 Jahre | 2,3 |
| A_1^E | Einwirkungsdauer bis 20 Jahre | 2,5 |
| A_2^f | Lagerung in Wasser | 3,1 |
| A_2^f | Freie Bewitterung inkl. Temperaturen bis 60° C | 5,4 |
| A_3^f | Umgebungstemperaturen bis 40° C | 1,3 |
| A_3^E | Umgebungstemperaturen bis 40° C | 1,2 |
| A_3^f | Umgebungstemperaturen bis 60° C | 2,1 |
| A_3^E | Umgebungstemperaturen bis 60° C | 1,5 |

Insbesondere für eine freie Bewitterung ergeben sich sehr hohe Modifikationsfaktoren, mit denen die Festigkeiten und Steifigkeiten abgemindert werden müssen. Bei langen Standzeiten des Gebäudes und einem hohen Anteil an ständigen Lasten sollte ggf. ein frühzeitiger Austausch der PMMA- Bauteile in Betracht gezogen werden. Auch für den Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit werden Nachweise für die Durchbiegungsbeschränkung gestaffelt nach unterschiedlichen Anforderungsklassen vorgeschlagen.

Eine Besonderheit des vorgestellten Nachweiskonzepts, die ansonsten nur aus der neusten Holzbau- Normung bekannt ist, stellt die Verknüpfung der Lastseite mit der Widerstandsseite über den A_{mod} - Faktor dar. Die Tragfähigkeit des Kunststoffbauteils ist hierdurch nicht mehr unabhängig von der Einwirkungsseite. Auf diese Weise ist es möglich, dass eine Lastkombination für die Bemessung maßgebend wird, die nicht die höchsten Bauteilbeanspruchungen liefert, aber aufgrund der längeren Lastdauer geringeren Festigkeiten zugeordnet wird. Außerdem kann insbesondere bei frei bewitterten Bauteilen eine Unterscheidung nach Sommer- und Winter- Nachweis ratsam sein (A_3).

Für die Bemessung selbsttragender lichtdurchlässiger Dachbausysteme (Doppelstegplatten) existiert darüber hinaus eine Europäische Richtlinie (ETAG 010, siehe [21]). Auch in dieser wird von einem ähnlichen Konzept mit Materialfaktoren für die oben genannten Einflussparameter und Teilsicherheitsbeiwerten ausgegangen. Das Vorgehen bei der Bemessung ist grundsätzlich ähnlich. Allerdings macht die ETAG 010 keine Angaben zur Bemessung von Lochleibungsverbindungen und wird daher nicht weiter im Detail vorgestellt.

2.2 Verbundkonstruktionen

2.2.1 Verbundkonstruktionen im Holzbau

Im modernen Holzbau hat das Kombinieren verschiedener Holz- und Holzwerkstoffarten zur Optimierung eines Tragsystems bereits eine lange Tradition. Schließlich ist das verleimte Brettschichtholz letztlich auch ein Verbund aus unterschiedlichen Brettlagen. Als flächiges Bauteil wurde aus dem Verbundgedanken das Sperrholz oder auch in jüngerer Zeit das Brettsperrholz entwickelt. Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit werden darüber hinaus beim Brettschichtholz kombinierte Querschnitte angeboten, bei dem die unter Biegebeanspruchung stärker belasteten äußeren Lamellen aus höherwertigen Sortierklassen hergestellt werden, während die inneren Lamellen in der statisch neutralen Zone durch schwächere und kostengünstigere Lamellen ersetzt werden.

Eine weitere Entwicklung auf diesem Gebiet sind Hybrid- Brettschichthölzer, bei denen die äußeren Schichten in optisch hochwertigerer Qualität oder größerer Dauerhaftigkeit (z.B. Eiche) hergestellt werden und der Kern aus herkömmlichem Nadelholz (z.B. Fichte). Ein solcher Balkenquerschnitt ist in Abbildung 2-22 dargestellt. Eine Festigkeitserhöhung gegenüber dem herkömmlichen Brettschichtholzträger um 50 bis 75 Prozent ist möglich. Derzeit wird bei der Verwendung solcher Hybridträger in der Regel eine Zustimmung im Einzelfall erforderlich.



Abbildung 2-22: Hybrid- Brettschichtholz aus zwei Holzarten, Quelle: Hess Timber

Eine weitere Produktentwicklung im Holzbau sind verschiedene Verbundträger aus Holzquerschnitten und Holzwerkstoffplatten. Bei den auch als TJI- Träger bezeichneten Hybridträgern handelt es sich um Doppel-T- Träger mit Gurten aus Vollholz oder Furnierschichtholz und Stegen aus Sperrholz- oder OSB- Platten (siehe Abbildung 2-23). Die Verbindung von Gurt und Steg erfolgt über eine genutete Klebung. Eine allgemeine bauaufsichtliche Zulassung regelt die Herstellung, Bemessung und Anwendung der Träger. Sie finden häufig Verwendung bei leichten Dach- oder Deckenkonstruktionen im Holzrahmenbau. Hinzu kommt eine Verwendung als Wandstiel in der äußeren Dämmebene in Kombination mit einer inneren Massivholzwand. Alternativ zu dem Doppel-T- Träger kommen insbesondere bei größeren Spannweiten auch entsprechende Kastenquerschnitte zum Einsatz. Zum Teil werden auch dünne gewellte Stahlbleche als Steg verwendet.



Abbildung 2-23: Doppel-T- Hybridträger aus Holz- Gurten und OSB- Stegen,
links: Herstellung der Träger (Quelle: [48]),
Mitte: Anwendung als Wandstiel in der Dämmebene,
rechts: Anwendung als Dachsparren im Holzrahmenbau

Da man die heute aufgrund der kurzen Umtriebszeiten in der Regel relativ kleinen Baumstammquerschnitte optimal ausnutzen möchte, ist man bestrebt, möglichst kleine Kantholzquerschnitte zu verwenden. Außerdem kann man so eine bessere technische Trocknung der Schnitthölzer erzielen. Neben dem soeben beschriebenen Hybridträger ist eine weitere Möglichkeit zur Nutzung der kleinen Holzquerschnitte bei gleichzeitigem Erreichen einer hohen Festigkeit und Steifigkeit für größere Spannweiten eine Kombination mit einer oben liegenden Betonplatte im statischen Verbund. Dabei wird das Holz auf Zug beansprucht, während die Betonplatte als Druckgurt fungiert (für weitere Informationen siehe z.B. [92]).

Dieses System ist außerdem eine gute Methode, um sanierungsbedürftige Bestandholzbalkendecken durch einen Aufbeton zu ertüchtigen (siehe Abbildung 2-24, links). Hierdurch werden gleich mehrere Eigenschaften der Decke verbessert. Neben der Tragfähigkeit sind hier vor allem das Schwingungsverhalten sowie der Schall- und Brandschutz zu nennen.

Eine wichtige Komponente des Systems ist die Schubverbindung in der Verbundfuge. Hier gibt es inzwischen mehrere Standardlösungen. Die wichtigsten sind eingeschraubte Vollgewindeschrauben, eingeklebte Lochbleche und Flachstahlschlösser.

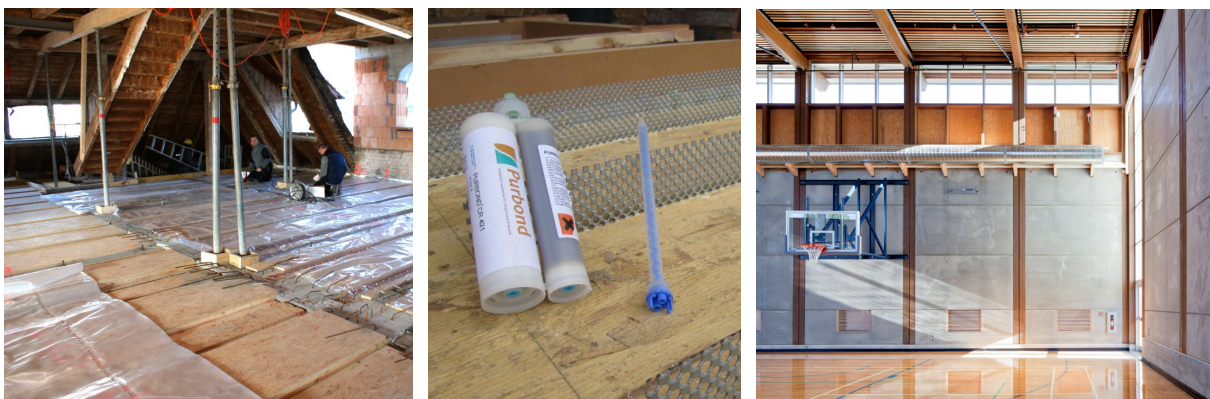


Abbildung 2-24: Holz- Beton- Verbundbauweise,
links: Nachträgliche Verstärkung einer bestehenden Holzbalkendecke ,
Mitte: Herstellung der Schubverbindung durch Lochbleche,
rechts: Integrierte Holz- Beton- Verbundelemente einer Sporthalle

Aufgrund der Verbindung mit mechanischen Verbindungsmitteln entstehen zwischen den Einzelquerschnitten Relativverschiebungen, durch welche ein Ebenbleiben der Querschnitte nicht mehr gewährleistet ist. Die technische Biegelehre gilt folglich nicht mehr und die Nachgiebigkeit der Verbundfuge muss bei der Bestimmung der Schnittgrößen in diesem hochgradig statisch unbestimmten System berücksichtigt werden.

Eine Alternative zu den Holzbalken sind Massivholzdecken z.B. in der Form von Brettstapeln. Diese bestehen aus hochkant nebeneinander stehenden Brettern, die durch eine kontinuierliche Vernagelung oder Verdübelung miteinander verbunden werden. Dadurch wird eine Vorfertigung ganzer Decken- oder Wandelemente realisierbar und die Bauteilhöhe reduziert sich. Ein weiteres Anwendungsgebiet für den Holz- Beton- Verbund ist der Brückenbau. Auf diese Weise erhält man eine harte und dauerhafte Oberfläche, die gleichzeitig den Holzschutz für die darunter liegende Struktur bietet. Die auf Zug beanspruchten Holzelemente können gleichzeitig als verlorene Schalung für die Betonplatte dienen.

Kombinationen von Holz als Druckgurte und Stahl als Zugglieder ergeben oft sehr filigrane und wirtschaftliche Konstruktionen mit einer besonderen gestalterischen Qualität (siehe Abbildung 2-25). Aufgrund der oft in der Holzobergurtebene liegenden Dach- oder Deckenscheibe und deren direkter Anbindung an die massiven Holzgurte können Stabilitätsprobleme gut gelöst werden. Schwierigstes Detail ist häufig der Anschluss des Seiles oder Zugstabes an den Holzobergurt, weil dort Querkzugbeanspruchungen entstehen, die verhindert werden müssen.



Abbildung 2-25: Unterspannte Holzkonstruktionen,
links: unterspannter Hybridträger aus Holz und Stahl für eine Überdachung,
rechts: Unterspannte Brettstapeldecke für eine Atriumüberdachung ([150])

Aufgrund seiner günstigen Eigenschaften, wie die geringe Wärmeausdehnung und die gute Bearbeitbarkeit eignet sich Holz sehr gut als Kombinationsbaustoff in Hybrid- und Verbundtragwerken mit anderen Materialien (siehe auch [148]). Außerdem lässt es sich nach dem Lebenszyklus in der Regel wieder leicht trennen (außer beim Holz- Beton- Verbund) und wiederverwerten. Ferner sorgt es bei einer sichtbaren Anwendung als natürlicher Baustoff für ein warmes Ambiente im Gebäude. In Abbildung 2-26 sind zwei Beispiele für eine Kombination aus Holz und Stahl dargestellt, bei denen die beiden Materialien statisch zusammenwirken.



Abbildung 2-26: Hybridtragwerke aus Holz und Stahl,
links: Rippenkonstruktion einer Haltestellenüberdachung,
rechts: Holz- Beton- Stahl- Hybridtragwerk einer Fußgängerbrücke ([147])

Auf der linken Seite werden die Holzrippen der Bahnstation im unteren Bereich als biegesteif angeschlossene Stahlkonstruktion fortgeführt. Grund dafür ist zum einen die Vandalismusgefahr und zum anderen die höheren Kosten für einen sehr engen Radius einer entsprechenden Brettschichtholzrippe.

Auf der rechten Seite ist eine Brücke mit einem Holz- Beton- Stahl- Hybridtragwerk dargestellt. Während der Hauptbogen aus einem Band aus Brettschichtholz hergestellt ist, geht er am Anfang und Ende der Brücke in einen Stahlrahmen über, durch den man die Brücke betritt und verlässt. Aufgrund seiner hohen Dauerhaftigkeit ist die Laufplatte aus vorgespanntem Beton hergestellt worden.

Die Vorfertigung von Elementen ist bei modernen Holzkonstruktionen die Regel. Dieser Aspekt ist ein weiteres wichtiges Qualitätsmerkmal für die Misch- und Verbundbauweise, da häufig die Herstellung für die Qualität einer Bauweise ausschlaggebend ist. Vorgefertigte Bauteile lassen sich leichter vollständig durchkonstruieren und in der Ausführung überwachen. Da diese Vorgehensweise in der Holzbaubranche schon seit langem praktiziert wird, werden auch in der Kombination mit Holz immer wieder neue Hybridelemente entwickelt. Dabei entstehen zum Teil integrierte Systeme, bei denen die Verbundträger mehr als nur die statische Funktion übernehmen, wie bei dem in Abbildung 2-27 dargestellten Dachtragwerk der olympischen Eisschnelllaufhalle für die Winterspiele in Vancouver 2010.

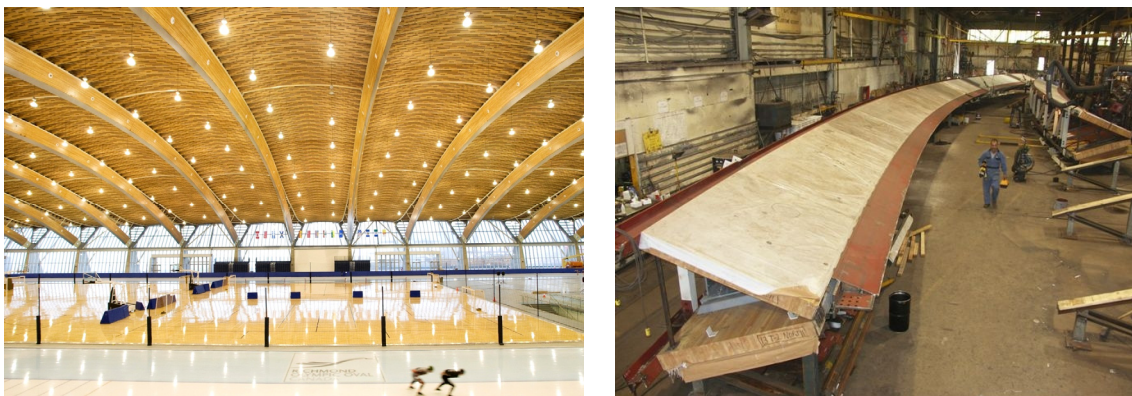


Abbildung 2-27: Integrierte Systeme: Holz- Stahl- Verbundkonstruktion als Hohlkasten mit
vollständig integrierter Haustechnik (Lüftung, Sprinkler und Elektro),
links: 100 m weit gespanntes Bogentragwerk aus BSH und Stahl,
rechts: vorgefertigter Hohlkasten mit Mehrfachfunktion (vgl. [146])

2.2.2 Verbundkonstruktionen unter Verwendung von Glas

Im Gegensatz zu den beschriebenen Verbundkonstruktionen im Holzbau, bei denen es sich weitestgehend um bereits zugelassene und vielfach ausgeführte Systeme handelt, befinden sich viele Verbundsysteme unter Verwendung von Glas noch im Forschungsstadium. Dies liegt zum einen an den spröden Eigenschaften von Glas, die es zu einem eher weniger kompatiblen Verbundpartner werden lassen. Damit zusammenhängend ist hier auch die bessere Bearbeitbarkeit des Holzes als Grund zu nennen. Trotzdem finden sich einige Entwicklungsprojekte, die versuchen, Glas mit verschiedenen anderen Werkstoffen zu kombinieren.

Zum einen gibt es Untersuchungen zu der Kombination von Holz und Glas. Insbesondere aus dem Fensterbau kommt der Ansatz, Glastafelelemente als Aussteifungssystem in filigranen Holzstabwerkskonstruktionen einzusetzen (u.a. TU München, FH Rosenheim). Neben der Klärung der Frage nach der Beultragfähigkeit der Glasscheibe in einem solchen Verbundsystem ist auch die Frage der konstruktiven Anbindung des Glases an den Holzrahmen zu lösen (vgl. [96], [120] und [137]).

Eine andere Anwendung des gleichen Prinzips ist die Entwicklung von Stegträgern an der EPFL in Lausanne, bei deren Herstellung auf eine stehende Glasscheibe oben und unten beidseitig Kanthölzer aufgeklebt wurden (siehe [95] und [113]). In diesem Fall wirkt die seitliche Holzverstärkung wie eine Zugbewehrung für die Glasscheibe und überbrückt die auftretenden Risse auf der Unterseite (siehe Abbildung 2-28).

Auf diese Weise erhält das Verbundsystem auch noch nach dem Glasversagen an der Kante eine gewisse Resttragfähigkeit. Außerdem wird die Kante unter Gebrauchslasten vor Verletzungen und Stößen geschützt. Durch den Obergurt des Trägers ist eine einfachere Einbindung dieses Tragelementes mit den üblichen Verbindungsmitteln in das Gesamtsystem eines Gebäudes in Holz möglich. Der neu entwickelte Verbundträger wurde bereits bei einem ersten Pilotprojekt als Dachkonstruktion für ein Hotel in der Schweiz eingebaut. Die ESG-Scheiben besitzen dabei eine Dicke von 12 mm bei einer Gesamtträgerhöhe von knapp 60 cm und einem Holzuntergurt von beidseits $b/h = 65/65$ mm. Die Obergurte besitzen jeweils Abmessungen von $b/h = 100/160$ mm.



Abbildung 2-28: Holz- Glas- Verbundträger aus [95],
links: Prüfstand mit Biegeträger, rechts: Rissbild der ESG- Scheibe

Die gewählte Verteilung der Materialsteifigkeiten in dem beschriebenen System wird in Kapitel 2.4.1.1 noch weiter diskutiert. In dem gleichen Forschungsvorhaben wurden auch noch Verbundsysteme in Form eines Plattenbalkens untersucht (siehe [79], [113]). Dabei funktioniert das Glas als liegende Druckplatte, die auf der Unterseite durch Holzbalken verstärkt wird.

Weitere Kombinationswerkstoffe für einen Verbundbiegeträger unter Verwendung von Glas als transparenten Steg sind Stahlbeton und Stahl (siehe Abbildung 2-29). An der TU Graz wurde die links dargestellte Beton-Glas-Verbundbauweise entwickelt und im Rahmen einer Dissertation (siehe [67]) dokumentiert. Im Rahmen von 40 Versuchen wurden Träger aus ultra hochfestem Beton und deren unterschiedliche Verbindungen zur thermisch vorgespannten Glasscheibe untersucht. Es wird gezeigt, dass das Glas bei einer sehr guten Ausnutzung nicht durch einen Spröbruch ohne Vorankündigung zerstört wird. Die Versuchsergebnisse werden mittels FEM ausgewertet, konstruktive Details gelöst und Grundlagen für ein Bemessungskonzept erarbeitet.

An der RWTH Aachen und an der Hochschule München wurden Biegeträger aus Stahl und Glas im statischen Verbund untersucht. Der große Unterschied in der Steifigkeit der Materialien sowie die Sprödigkeit des Glases kombiniert mit dem Umstand unterschiedlicher Wärmeausdehnungskoeffizienten erscheint nachteilig für diese Materialkombination.



Abbildung 2-29: Prüfstand mit Verbundbiegeträgern unter Verwendung von Glas, links: Beton- Glas- Verbund ([67]), rechts: Stahl- Glas- Verbund ([47])

2.3 Verbindungstechniken

2.3.1 Möglichkeiten zur Verbindung von PMMA

2.3.1.1 Allgemein

Bei der Auswahl einer für das Material PMMA geeigneten Verbindungstechnik müssen zahlreiche Aspekte berücksichtigt werden. Prinzipiell ist eine große Bandbreite der bekannten Fügungsmethoden auch auf PMMA übertragbar, aber sowohl mechanische als auch Haftverbindungen besitzen Vor- und Nachteile.

Wie bei anderen Werkstoffen gibt es auch für PMMA nicht nur eine optimale Verbindungstechnik. Je nach Anwendung und den dazugehörigen Randbedingungen muss nach Prüfung zahlreicher Kriterien eine Wahl getroffen werden. Zu diesen Kriterien gehören die Art und die Dauer der Belastung, die Geometrie der zu verbindenden Bauteile, Anforderungen an die Dauerhaftigkeit der Verbindung unter Berücksichtigung von Umwelt- und Medieneinflüssen sowie die geforderte Montagegenauigkeit. Hinzu kommen Fragen wie die Montierbarkeit auf der Baustelle, die Lösbarkeit der Verbindung oder die Verträglichkeit der verwendeten Materialien (siehe Kapitel 2.4). Schließlich sind auch die entstehenden Kosten und die Ästhetik wichtige Gesichtspunkte bei der Wahl der Verbindung. Sollen unterschiedliche Materialien miteinander verbunden werden, stellt der relativ hohe Temperaturausdehnungskoeffizient von PMMA oft ein Problem dar. Dies kann zusätzlich Anforderungen an die Duktilität der Verbindung stellen. Daher kommen zur Verbindung mit anderen Werkstoffen in erster Linie Kleben, Schrauben und Klemmen in Frage.

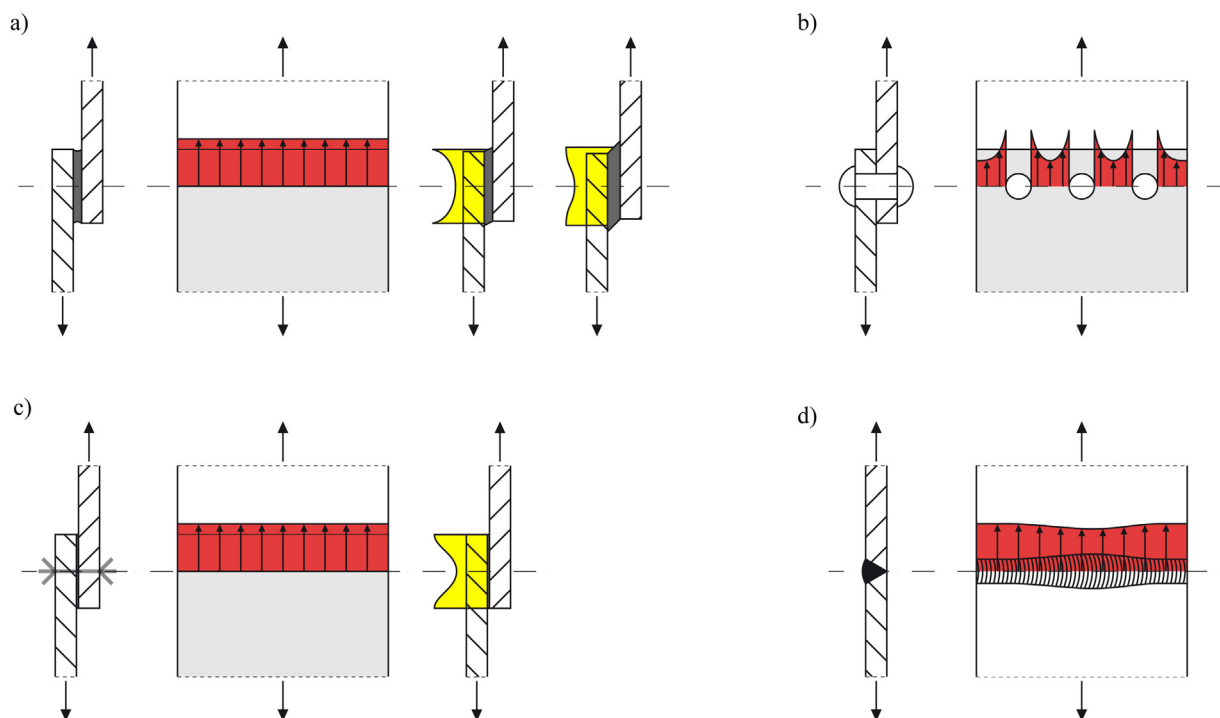


Abbildung 2-30: Qualitative Spannungsverteilung in a) Klebe-, b) Lochleibungs-, c) Reib- und d) Schweißverbindungen, bei a): Vergleich der unterschiedlichen Schubspannungsverläufe in Abhängigkeit von E-Modul und Schichtdicke des Klebstoffes

Im folgenden Abschnitt sollen die verschiedenen Techniken kurz betrachtet werden. Für detaillierte Beschreibungen wird auf [56], [24] und [25] verwiesen.

2.3.1.2 Klebeverbindungen

Aufgrund der Zunahme an Qualität und Leistungsfähigkeit finden geklebte Verbindungen mittlerweile auch im Bauwesen eine weite Verbreitung. Gerade im Holz- und Stahlbau werden tragende Konstruktionen immer häufiger verklebt. Wenn Kunststoffe nicht ohnehin monolithisch hergestellt werden, ist Kleben die am häufigsten angewendete Füge-technik. Klebeverbindungen zählen zu den stoffschlüssigen Verbindungen, wie z.B. auch das Schweißen. Daher wird diese Technik manchmal auch als Kaltschweißen bezeichnet. Die Kraftübertragung geschieht hierbei nicht durch eine Flächenhaftung, sondern vielmehr durch ein Anlösen und eine Verzahnung der zu verbindenden PMMA- Bauteile.

Das Verformungsverhalten und die Tragfähigkeit sind bei geklebten Verbindungen über die Materialeigenschaften des Klebstoffes und die Abmessungen der Klebeschicht steuerbar. Dabei wird das Verformungsverhalten besonders durch die Dicke der Klebeschicht beeinflusst. Für einen steifen, verformungsarmen Anschluss empfiehlt sich eine sehr dünne Verklebung oder ein Klebstoff mit einem entsprechend hohen Elastizitätsmodul. Auf diese Weise steigen allerdings die Maximalwerte der Schubspannungen am Anfang und am Ende der Verbindungsfläche an. In Abbildung 2-30 ist der Verlauf der Schubspannungen bei steifen und elastischen Verklebungen dargestellt.

So ist es zu erklären, dass größere Klebflächen nicht auch direkt zu größeren übertragbaren Kräften in der Verbindung führen. Bei elastischen Verklebungen trifft dieser Zusammenhang hingegen annähernd zu. Die Wahl des optimalen Klebstoffes ist demzufolge immer ein Kompromiss zwischen dem angestrebten Verformungsverhalten und der Kraftübertragung. Bei der Verbindung von PMMA mit anderen Materialien sind spezielle Klebstoffe notwendig. Eine flächige Verbindung mit PMMA ist aufgrund des unterschiedlichen Temperatúrausdehnungsverhaltens schwierig. Hierfür eignen sich nur Klebstoffe mit einem niedrigen E-Modul. Bei einer entsprechenden Auslegung der Schichtdicke können so Spannungsspitzen minimiert und eine nahezu gleichmäßige Kraftübertragung auf die einzelnen Bauteile ermöglicht werden. Ein weiterer Vorteil dieser Verbindungstechnik ist, dass die zu fügenden Teile nicht wie zum Beispiel bei einer Bolzenverbindung durch Bohrungen lokal geschwächt werden. Außerdem werden die Materialeigenschaften in der Regel kaum beeinflusst und es entsteht kein Bauteilverzug, da beim Kleben im Gegensatz zum Schweißen keine hohen Temperaturen aufgebracht werden.

Als nachteilig erweist sich, dass Umwelteinflüsse einen festigkeitsmindernden Einfluss auf Verklebungen haben können. Viele Klebstoffe reagieren empfindlich auf Feuchtigkeit und Temperaturbeanspruchungen. Deshalb sollten Verklebungen nur unter kontrollierten Bedingungen erfolgen. Es ist schwierig, die Qualität der Verbindung im Freien oder gar bei einer Montage auf der Baustelle zu gewährleisten. Außerdem muss darauf geachtet werden, dass die erwarteten Temperaturbeanspruchungen nicht zu Haftungsverlusten führen. Gerade bei tragenden Verbindungen ist die Dauerhaftigkeit ganz entscheidend.

Das Bauwesen kann bezüglich des Langzeitverhaltens von Verklebungen nicht in dem gleichen Maße auf Erfahrungen aus der Vergangenheit zurückgreifen wie bei anderen eher traditionellen Fügetechniken.

Außerdem ist der Zeit- und Arbeitsaufwand bei geklebten PMMA- Verbindungen groß, da umfangreiche Vor- und Nacharbeiten notwendig werden können (siehe [24]). Die Herstellung von dauerhaften Verbindungen erfordert qualifizierte und erfahrene Fachkräfte. Die entsprechenden Bearbeitungsrichtlinien müssen berücksichtigt werden. So müssen manche Verbindungen durch entsprechende Vorrichtungen fixiert werden. Nach dem Kleben neigt PMMA zu Spannungsrissen. Dies kann zwar durch Tempern verhindert werden, bedeutet aber gleichzeitig auch einen zusätzlichen Arbeitsaufwand.

Gleiter [72] hat durch Versuche an PMMA- Probekörpern festgestellt, dass die Festigkeit von geklebten Verbindungen unter Verwendung des von der Fa. Röhm hergestellten Lösungsmittelklebstoffes Acrifix[®] nur bei etwa 35 Prozent (Stumpfstoß) bzw. maximal 60 Prozent (Scherverbindung) der Materialfestigkeit liegt.

Für die jeweilig gewählte Materialkombination und die damit einhergehenden Anforderungen muss ein passender Klebstoff entwickelt werden. Allgemeine Bemessungsgrundlagen für Klebeverbindungen zwischen PMMA und Holz, insbesondere unter Berücksichtigung der Langzeiteffekte, liegen bislang nicht vor. Durch die unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten entstehen bei Temperaturwechsel Zwangsbeanspruchungen in den Materialien, die zu einem Versagen der Klebung oder der Bauteile führen können.

2.3.1.3 Lochleibungsverbindungen

Aufgrund Ihrer einfachen und baustellengerechten Handhabung fanden Lochleibungsverbindungen im Stahl- und Holzbau weite Verbreitung. Bei diesem Bauteilanschluss werden die zu übertragenden Kräfte senkrecht zur Schraubenachse durch Lochleibungsdruck im Bereich der Kontaktfläche am Bohrlochrand in die Scheibe eingeleitet. Ein wesentlicher Unterschied zu den Haftverbindungen ist daher, dass Bolzenverbindungen immer mit einer Schwächung des Querschnittes einhergehen. Dadurch ergibt sich für den Restquerschnitt eine erhöhte Beanspruchung, die durch die Kerbwirkung der Löcher noch verstärkt wird (siehe Abbildung 2-30). Wegen der hohen Duktilität von Stahl kann bei der Bemessung von Scher-Lochleibungsverbindungen im Stahlbau von einem vereinfachten Ingenieurmodell ausgegangen werden, bei dem die Verteilung des Lochleibungsdrucks als gleichmäßig angenommen wird. Lokale Spannungsspitzen können bei duktilen Werkstoffen durch örtliches Plastizieren abgebaut werden.

Diese Voraussetzungen sind beim Konstruieren mit dem bei normalen Gebrauchstemperaturen relativ spröden Kunststoff PMMA nicht hinreichend erfüllt. Folglich können die bekannten Bemessungsverfahren wegen dem unterschiedlichen Materialverhalten und den daraus folgenden Versagensmechanismen nicht einfach übernommen werden. Die Übertragung der Bolzenkraft führt in dem Thermoplast zu hohen lokalen Spannungsspitzen. PMMA ist nicht in ausreichendem Maße in der Lage, insbesondere Zugspannungen durch Plastizieren umzulagern und bricht bei einer Überbeanspruchung ohne Vorankündigung.

Dazu kommt, dass es aufgrund des Temperaturverhaltens in der Regel sehr schwierig ist, einen spannungsfreien Einbau der PMMA- Bauteile zu verwirklichen. Soweit es möglich ist, sollte eine entsprechende Verformbarkeit zum Beispiel durch ausreichendes Lochspiel oder den Einbau mit Fest- und Gleitpunkten eingeplant werden. Wirkt der Thermoplast mit einem anderen Material im statischen Verbund, ist in der Regel ein Dehnungsspiel systembedingt nicht möglich. Die daraus resultierenden Zwangsbeanspruchungen resultieren in zusätzlich erhöhten Spannungsspitzen im Bereich der Bohrungen.

Von eingeschnittenen Gewinden und selbstschneidenden Schrauben sollte man Abstand nehmen. Denkbar sind aber Verbindungen mit Kunststoffschrauben oder auch PMMA Nieten, die aufgeschrumpft werden können. Die auf diese Weise übertragbaren Lasten sind aber geringer als bei Metallbolzen. Außerdem sind Nietverbindungen in der Regel nicht lösbar, so dass diese Verbindungsmittel nicht weiter untersucht werden.

Das spröde Verhalten des PMMA ist ein wichtiger Grund dafür, dass bis heute Regeln und Normen für die Bemessung von Bolzenverbindungen fehlen. Dies macht für den baupraktischen Einsatz eine Zustimmung im Einzelfall notwendig. Trotzdem ist eine Anwendung dieser Montagetechnik immer dann besonders interessant, wenn es um den innovativen Einsatz transparenter Thermoplaste als Tragwerksbestandteil geht. Auch bei dem in dieser Arbeit vorgestellten Verbundtragsystem aus Holz und PMMA werden die PMMA-Stege mit den Holzgurten über Metallbolzen verbunden. Die genaue Bestimmung der auftretenden Spannungen am Bohrloch und die Kenntnis der erzielten Bohrqualität sind entscheidend für eine sichere und wirtschaftliche Bemessung jeder Lochleibungsverbindung in PMMA.

2.3.1.4 Reibverbindungen

Eine Lasteinleitung über Klemmung stellt eine interessante Alternative zu punktförmigen Lastübertragungen dar. Wegen der Größe der übertragbaren Lasten werden Reibverbindungen schon seit langem im Stahlbau verwendet. Hierbei werden Stahlflächen über vorgespannte Schrauben so stark gegeneinander gepresst, dass über den erzeugten Reibschluss Reibungskräfte in der Kontaktfläche übertragen werden können. Die durch die Verbindung so übertragbaren Kräfte stehen in direktem Zusammenhang mit der aufgebrachten Schraubennormalkraft und dem Reibbeiwert in den Kontaktflächen. Im konstruktiven Glasbau und bei der Verwendung von PMMA werden geeignete Reibschichten zwischen Stahl und Glas bzw. Acrylglas eingebaut. Die eingelegten Schichten sollen keine zu große Kriechneigung aufweisen und müssen dauerhaft sein. Unter den vorliegenden Randbedingungen müssen jeweils die Reibzahlen aus Versuchen bestimmt werden (siehe dazu auch [170]).

Auch bei dieser Fügetechnik wird zwar eine Schwächung der Bauteile durch das Bolzenloch hervorgerufen, trotzdem wirkt normalerweise kein direkter Bolzendruck auf den Bohrungsrand der zu verbindenden Elemente. Somit können Lochleibungsdrücke und kritische Zugspannungen am Lochrand vermieden werden. Im Gegensatz zu Lochleibungsverbindungen können bei Reibverbindungen deshalb Lasten großflächiger in die PMMA- Scheibe eingeleitet werden, ohne dabei die großen Spannungsspitzen hervorzurufen. Dieser Aspekt ist gerade bei spröden Materialien sehr von Vorteil.

Trotzdem ist die Reibverbindung eher nicht als eine materialgerechte Fügetechnik für PMMA als primär tragendes Bauteil zu bezeichnen, weil aufgrund seines zeitabhängigen Materialverhaltens (Relaxation, Kriechen) mit einem nicht vernachlässigbaren Vorspannkraftverlust der Schraubenverbindung gerechnet werden muss. Für eine planmäßig vorgespannte Verbindung bedeutet das, dass die aufgebrachte Verbindung, die gewöhnlich lokal sehr hohe Flächenpressungen hervorruft, nach kurzer Zeit nur noch wenig wirksam ist. Der positive Effekt der Reibverbindung ist demzufolge aufgehoben und die Tragwirkung ähnelt der einer reinen Lochleibungsverbindung. Über eine ausreichend große Klemmfläche können die Materialspannungen im PMMA gering gehalten werden. Damit werden auch die Kriecheffekte minimiert. Die Materialhersteller stellen zum Beispiel in [26] Ausführungshilfen und Bearbeitungsrichtlinien zur Verfügung. Mit Standarddetails, meist unter Verwendung von Distanzhülsen, soll verhindert werden, dass der Anpressdruck zu groß wird.

Zusätzlich zu reinen Reibverbindungen zwischen PMMA und anderen Werkstoffen hat Eckhardt in [56] auch noch flächige Verbindungen mit Verzahnungen durch Prägen oder Einfräsungen untersucht. Er kommt zu dem Schluss, dass diese Techniken durchaus eine Verstärkung von reinen Lochleibungsverbindungen darstellen können. Andererseits stehen diesem Nutzen aber auch erhebliche Nachteile wie der große Aufwand und die Gefahr der Spannungsrisssbildung gegenüber.

Aufgrund der meist aufwendigen Vorbereitungen der Reibverbindungen ist ihr Einsatz eher weniger verbreitet. Hinzu kommt, dass der für das Funktionieren der Verbindung erforderliche Anpressdruck auch gerade unter wechselnden Beanspruchungen durch konstruktive Maßnahmen und eine damit verbundene sorgfältige und überprüfbare Montage sichergestellt werden muss. Dies scheint bei einem Verbundtragsystem aus Holz und PMMA nur sehr schwer umsetzbar.

2.3.1.5 Schweißverbindungen

Für die Verbindung von thermoplastischen Kunststoffen besteht zusätzlich zu den vorgestellten Fügetechniken die Möglichkeit des Schweißens. Dabei muss zwischen extrudiertem und gegossenem PMMA unterschieden werden. Während sich extrudiertes PMMA genau wie Polycarbonat sehr gut schweißen lässt, ist gegossenes Plexiglas nur unter Verwendung von Zusatzstoffen bedingt schweißbar. Die bekannten Verfahren zur Herstellung von Schweißverbindungen sind zahlreich. Die Auswahl des Verfahrens sollte von der Größe und Gestalt der Werkstücke und den vorliegenden Randbedingungen abhängig gemacht werden. Für eine genaue Beschreibung der Verfahren wird auf [24] verwiesen.

Ein Problem des Schweißens liegt in der lokal starken Erwärmung der PMMA- Bauteile, die während des Abkühlvorgangs zu Eigenspannungen an der Fugestelle führen können. Dem kann durch ein nachträgliches Tempern entgegengewirkt werden. Die Festigkeit von Schweißverbindungen ist geringer als die von Verklebungen. Sie beträgt etwa 35 bis 45 Prozent der Materialzugfestigkeit.

2.3.2 Vergleich verschiedener stiftförmiger Verbindungsmittel

2.3.2.1 Grundlagen zum Tragverhalten

Da die Lochleibungsverbindung mit den Holzgurten eine ganz wesentliche Komponente des neuartigen Verbundträgers darstellt, orientiert sich die Auswahl der untersuchten Verbindungsmittel zudem auch am Holzbau. Holzverbindungen stellen komplexe Systeme dar, in denen die Hölzer mit den Verbindungsmitteln zusammenwirken. Nicht nur, weil die Abmessungen des Bauholzes durch das natürliche Wachstum begrenzt sind und die Detaillierung der Anschlüsse daher oft für die Bauteilbemessung ausschlaggebend wird, ist die Geschichte des Holzbaus sehr eng mit der Entwicklung von Verbindungstechniken und neuen Verbindungsmitteln verbunden.

Neben Art und Größe der Beanspruchung bestimmen seit jeher gestalterische und wirtschaftliche Aspekte sowie die besonderen Eigenschaften des Holzes, wie die Inhomogenität, die Hygrokopizität und die Anisotropie, die konstruktiven Verbindungen. Zu der mehraxialen Beanspruchung des anisotropen Baustoffes Holz sollen in der vorliegenden Arbeit noch die besonderen Eigenschaften des Kunststoffes berücksichtigt werden.

DIN 1052:2008-12 [16] definiert stiftförmige Verbindungsmittel als tragende Verbindungsmittel aus metallischen zylindrischen Stahlstiften, die rechtwinklig zu ihrer Längsachse überwiegend auf Biegung beansprucht werden und im Holz vornehmlich Lochleibungsspannungen hervorrufen. Die Tragfähigkeit der PMMA- Holz- Verbindung wird also wesentlich durch die Interaktion von Lochleibung im Holz und Biegung des Verbindungsmittels bestimmt (siehe Abbildung 2-31). Sie gilt als erreicht, wenn die Lochleibungsfestigkeit in wenigstens einem der zu verbindenden Bauteile erreicht wird und/oder sich Fließgelenke im Verbindungsmittel einstellen.

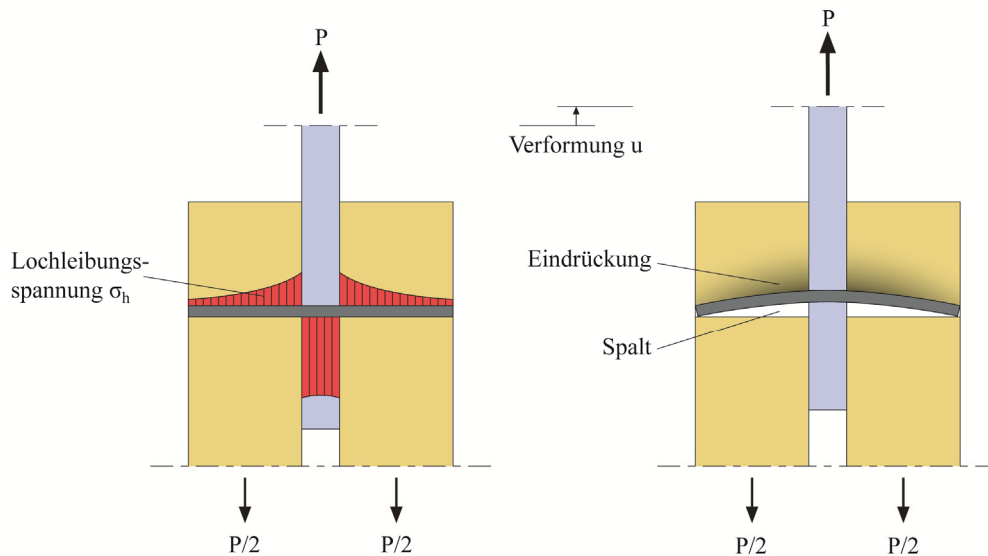


Abbildung 2-31: Konfiguration und Spannungsverteilung bei stiftförmigen Verbindungsmitteln

Eine kleine Last wird anfangs noch fast gleichmäßig über die Länge des Stiftes verteilt. Nimmt die Last jedoch zu, verbiegt sich das Verbindungsmittel, und die Ränder der verbundenen Bauteile werden konzentriert beansprucht. Je größer die Biegesteifigkeit des Stiftes ist, desto gleichmäßiger ist die Verteilung der Lochleibungsspannungen in den Einzelbauteilen.



Abbildung 2-32: Konzentrierte Beanspruchung des PMMA- Randes durch den verbogenen Stift

Die Abweichungen von dem rechnerischen Mittelwert der Spannungen ist in den beiden Seitenhölzern größer als in der zentrisch angeordneten PMMA- Scheibe (siehe Abbildung 2-32). Bei einem innen liegenden Kunststoffsteg ermöglicht die Symmetrie der Verbindung die Ausbildung eines Fließgelenks im Verbindungsmittel an der Stelle der PMMA- Scheibe. Die Verbindung verhält sich ähnlich wie eine einschnittige Stahlblech-Holz-Verbindung, bei der ein Stift in ein dickes Seitenblech eingespannt wird.

Der tatsächlich auftretende Versagensmechanismus einer Verbindung hängt von den folgenden Einflussparametern ab:

- der Geometrie der Verbindung (Holzdicke, PMMA- Dicke, Stiftdurchmesser und -abstände, Schnittigkeit),
- der Lochleibungsfestigkeit der verbundenen Hölzer,
- der Lochleibungstragfähigkeit der PMMA- Scheibe,
- dem Biegewiderstand (Fließmoment) der Verbindungsmittel,
- der mechanischen Verankerung der Verbindungsmittel im Holz (Oberfläche, Eindringtiefe, Einhängeeffekt),
- der Spaltempfindlichkeit der Hölzer und
- der Qualität der Bohrung im PMMA- Bauteil.

Diese Einflussgrößen hängen wiederum selbst von verschiedenen Parametern ab. Die Lochleibungsfestigkeit des Holzes ist nach Werner [167] und dem Forschungsbericht der ASCE [28] vom Verbindungsmitteltyp (Durchmesser, Schlankheitsgrad, Oberflächenbeschaffenheit), von der Rohdichte sowie dem Feuchtegehalt des Holzes, von der Herstellung der Verbindung (Vorbohren, Lochspiel, etc.) und dem Winkel zwischen Kraft- und Holzfaserrichtung abhängig. Daraus lässt sich schließen, dass es sich hierbei weniger um eine reine Materialkonstante sondern vielmehr um eine Systemeigenschaft handelt (Abbildung 2-33).

Die Schlankheit des Stiftes ist definiert als der Quotient aus der kleineren Dicke der Seitenhölzer bzw. der Dicke der PMMA- Scheibe und dem Durchmesser des Verbindungsmittels. Mit zunehmender Schlankheit des Stiftes verringert sich auch die Lochleibungsfestigkeit des Holzes. Sie steigt hingegen nahezu linear mit der Rohdichte des Holzes an, nimmt jedoch andererseits mit zunehmender Holzfeuchte ab. Nicht vorgebohrte Hölzer besitzen wegen der Spaltzugkrfte beim Eintreiben der Stifte eine geringere Lochleibungsfestigkeit als vorgebohrte. Insbesondere bei großen Stiftdurchmessern ($d_s > 8\text{mm}$) nimmt die Festigkeit bei steigendem Winkel zwischen Kraft- und Holzfaserwinkel ab.



Abbildung 2-33: Verformung des Holzes unter Lochleibungsbeanspruchung

Die Lochleibungsfestigkeit der Hölzer ist nach DIN EN 383:1993-10 [15] zu bestimmen und ist definiert als die mittlere Druckspannung, die bei einem Probekörper aus Bauholz gleichmäßig angenommen wird und unter der Einwirkung eines geraden steifen Verbindungsmittels mit Beanspruchung auf Abscheren wirkt. Als Höchstlast gilt hierbei die Last, bei der der Probekörper bricht oder bei der eine Eindrückung des Stiftes von 5 mm erreicht ist.

Seit Beginn des 20. Jahrhunderts wurde eine Vielzahl an Forschungsarbeiten zur Bestimmung der Lochleibungsfestigkeit von verschiedenen Hölzern durchgeführt. Stellvertretend wird an dieser Stelle auf [157], [107], [69], [90], [60], [112], [131], [66], [168], [83] und [57] verwiesen.

Im Gegensatz zu den in guter Näherung als starr zu bezeichnenden Leimverbindungen weisen mechanische Verbindungsmittel im Holzbau in der Regel größere Verformungen auf. Daher werden diese Verbindungen als nachgiebig bezeichnet. Das Trag- und Verformungsverhalten einer Verbindung kann sehr anschaulich anhand von Last- Verformungsdiagrammen dargestellt werden. Die Eigenschaften einer Verbindung werden üblicherweise aus dem Verhalten eines einzelnen Verbindungsmittels abgeleitet. Abbildung 2-34 zeigt die von Racher in [127] experimentell ermittelten Last-Verschiebungskurven für verschiedene Verbindungsmittel. Es wird deutlich, dass eine lastabhängige Relativverschiebung der miteinander verbundenen Bauteile auftritt, die sich je nach Verbindungsmittel unterschiedlich darstellt.

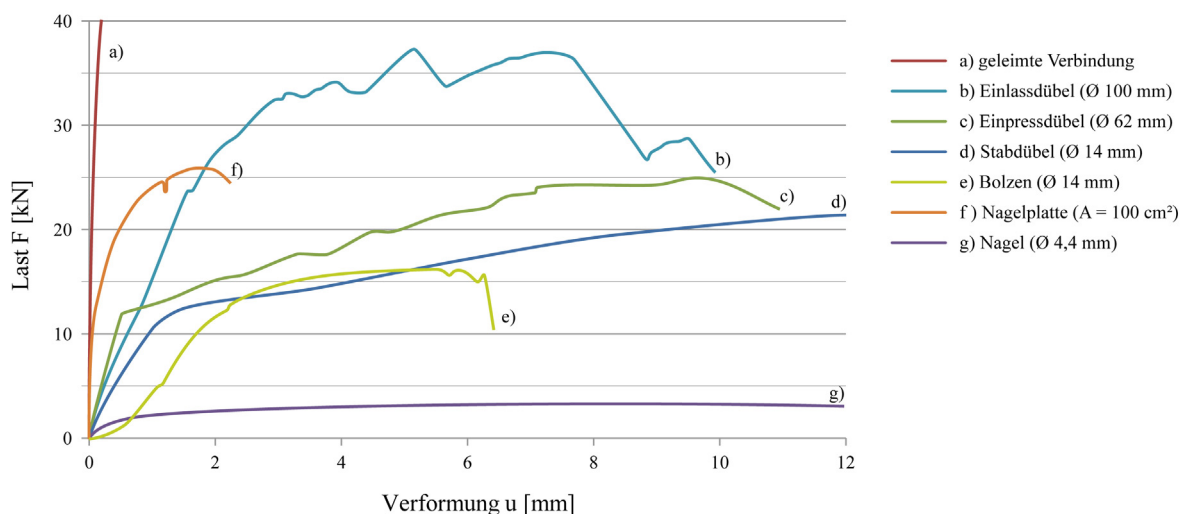


Abbildung 2-34: Last- Verschiebungskurven für verschiedene Verbindungsmittel unter faserparalleler Zugbeanspruchung nach [127]

Die stiftförmigen Verbindungsmittel weisen ein elastisch-plastisches Verhalten auf, das durch die Eindrückungen im Holz und die Verformungen der Verbindungsmittel selbst verursacht werden. Da sich der Werkstoff PMMA bei normalen Temperaturen spröde verhält, ist sein plastisches Verformungsvermögen am Bohrloch eher von untergeordneter Bedeutung. Bei den Bolzenverbindungen tritt aufgrund des Lochspiels zusätzlich noch ein lastunabhängiger Anfangsschlupf auf. Die Gesamtverformung einer Verbindung wird auch als Nachgiebigkeit bezeichnet.

Wegen der großen Streuung der mechanischen Eigenschaften des natürlichen Baustoffs Holz sind demzufolge auch die Nachgiebigkeiten seiner Verbindungen starken Streuungen unterworfen.

Die Steigung der Kurven wird durch den Verschiebungsmodul K charakterisiert (siehe Abbildung 2-35). Er ist ein mit der Last veränderlicher Kennwert für die Steifigkeit der Verbindung. Da die Kraft- Verformungskurven im Allgemeinen gekrümmt sind, also nicht linear verlaufen, kann er nur näherungsweise als Sekantenmodul $K = F/u$ [N/mm] angegeben werden. In der Regel nimmt der Verschiebungsmodul aufgrund des nicht-linearen Tragverhaltens der stiftförmigen Verbindung mit ansteigender Last ab, so dass in DIN 1052: 2008-12 [16] ein anfänglicher Modul K_{ser} für die Gebrauchstauglichkeitsnachweise bei etwa 40 Prozent der Höchstlast der Verbindung angegeben wird, während der Sekantenmodul $K_{u,mean}$ für die Tragfähigkeitsnachweise bei etwa 60 bis 70 Prozent der Maximallast ermittelt werden kann. Bei annähernd gleicher Traglast kann es bei verschiedenen Verbindungen zu sehr unterschiedlichen Abmessungen und Steifigkeiten kommen. Die Verwendung vieler kleinerer Verbindungsmittel erhöht dabei die Steifigkeit.

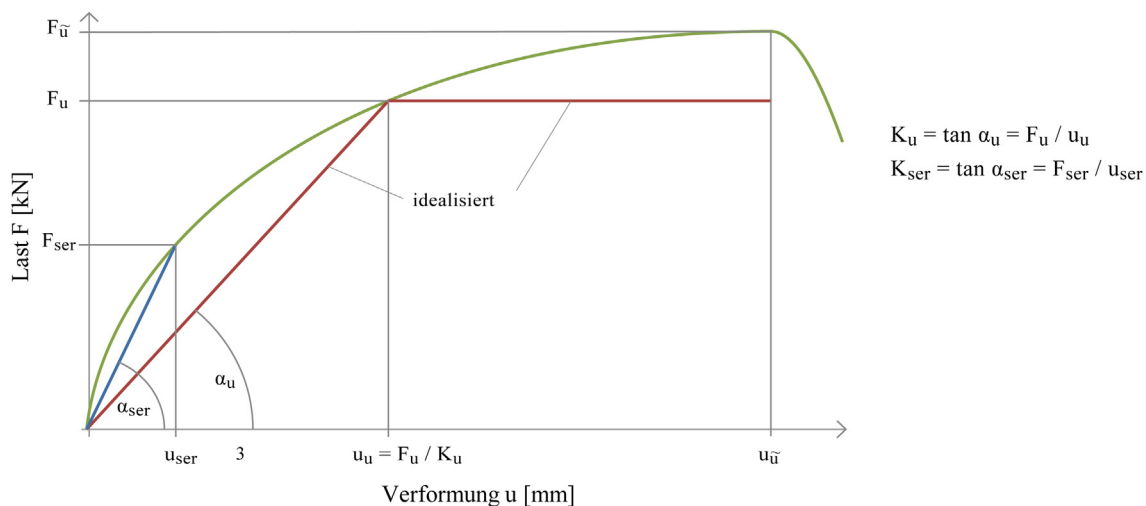


Abbildung 2-35: Idealisierte Last- Verschiebungskurve mit Verschiebungsmoduln K_{ser} und K_u

Zum einen für die Berechnungen von Verformungen zum anderen aber auch für die Ermittlung der Beanspruchungen nachgiebig miteinander verbundener Bauteile ist die Kenntnis der Verschiebungsmoduln von Bedeutung. In Kapitel 5 wird auf diese Thematik in Bezug auf den I- förmigen Verbundträger näher eingegangen. Für die genaueren rechnerischen Nachweise müssen bei den kontinuierlich verbundenen Einzelbauteilen des Trägers die vollen Querschnittswerte, wie z.B. das Trägheitsmoment, durch die wirksamen Querschnittswerte ersetzt werden.

Ziel bei der Auslegung der PMMA- Holz- Verbindung des Verbundträgers sollte es sein, ein sprödes Versagen der Verbindung z.B. durch Spalten des Holzes oder schlagartiges Lochleibungsversagen der PMMA- Scheibe zu vermeiden. Dies kann durch Mindestabstände der Verbindungsmittel und entsprechende Holz- bzw. PMMA- Dicken gesteuert werden. Auf diese Weise ist die Verbindung in der Lage, vor dem Versagen relativ hohe Lasten bei entsprechend großer Verformung zu übertragen.

Um spröde Versagensformen zu umgehen, sollten nach [16] schlanke Stifte mit einem Verhältnis von Holzdicke t_{Holz} zu Stiftdurchmesser d von mindestens $t_{\text{Holz}} / d = 6$ oder besser 8 verwendet werden (siehe Abbildung 2-36 sowie [39] und [127]). Auch in der Vorgängernorm [6], in der die zulässige Belastung des Bolzens einerseits und der Lochleibungskraft andererseits durch vereinfachte Formeln ermittelt werden, lässt sich für zweischnittige Verbindungen eine Grenزشlankheit des Stiftes von $t_{\text{Holz}} / d = 6$ angeben, bei der beide Gleichungen optimal ausgenutzt sind. Steigert man die Schlankheit über diesen Wert, so lässt sich ein Spröddbruch im Holz vermeiden. In den Kapiteln 5 und 6 werden darüber hinaus Anforderungen an die Dicke t_{PMMA} des PMMA- Bauteils dargestellt.

Ist das stiftförmige Verbindungsmittel ausreichend schlank gewählt worden, dann versagt es als erstes. Um ein duktilen Versagen zu erreichen, sollten außerdem Stifte aus Stahl niedriger Festigkeitsklassen Verwendung finden. Ein duktilen Verhalten ist für die Verbindung von Holz und PMMA in jedem Fall anzustreben, da diese so über die Fähigkeit verfügt, Kräfte in der Verbindung umzulagern, was bei der Anordnung von mehreren Verbindungsmitteln in Reihe in Kombination mit einem spröden Werkstoff äußerst wichtig ist. Ohne diesen duktilen Mechanismus birgt die Verbindung die Gefahr des spontanen Bruchs durch Aufspalten des Holzes oder die Kerbwirkung im PMMA noch bevor die volle rechnerische Tragfähigkeit erreicht ist.

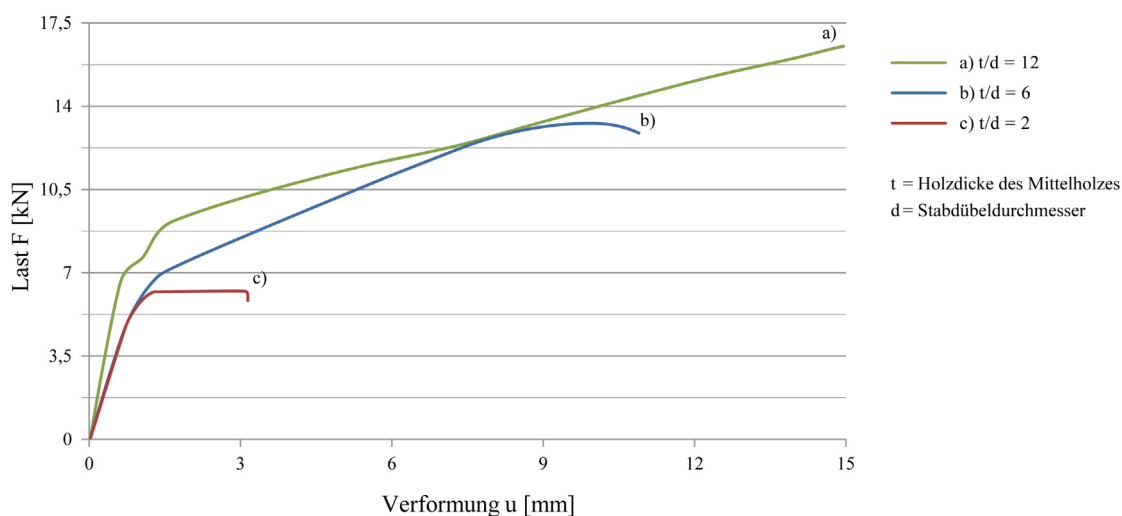


Abbildung 2-36: Einfluss der Schlankheit des Stiftes auf das Tragverhalten von zweischnittigen Holz-Holz-Verbindungen, dargestellt am Beispiel von Stabdübeln nach [127]

Aus dem unterschiedlichen Tragverhalten der verschiedenen Verbindungstypen leitet sich weiterhin ab, dass die ungleiche Nachgiebigkeit bei einem Zusammenwirken verschiedener Verbindungsmittel rechnerisch berücksichtigt werden muss und die Verteilung der Kräfte entsprechend der Nachgiebigkeitseigenschaften erfolgen muss. Besitzt ein Verbindungsmittel einen großen Verschiebungsmodul, dann zieht es die Kräfte an, so dass sich das nachgiebigere Verbindungsmittel kaum noch am Lastabtrag beteiligt. Es ist zu empfehlen, alle Verbindungen mit einem Verbindungsmitteltyp auszuführen. Nach DIN 1052 neu [16] und Eurocode 5 [4] dürfen geklebte und mechanische Verbindungen nicht als gleichzeitig wirkend angesetzt werden, weil die stiftförmigen Verbindungsmittel bei derart kleinen Verschiebungen praktisch keine Kraft übertragen können.

Wenn wie bei dem untersuchten Verbundträger mehrere Verbindungsmittel in Kraft- und Faserrichtung hintereinander angeordnet werden, besteht die Gefahr des Aufspaltens im Holz. Demzufolge dürfen im Allgemeinen nicht alle Stifte rechnerisch voll angesetzt werden. Diese Regelung gilt nach DIN 1052 neu [16] allerdings nicht für zusammengesetzte Biegeträger mit kontinuierlicher Verbindung der Einzelquerschnitte. Trotzdem müssen bestimmte Mindestabstände eingehalten werden, um die konstruktiven Voraussetzungen für die Gültigkeit der Bemessungsgleichungen zu schaffen. Auf diese Thematik wird in Kapitel 6 noch näher eingegangen. Außerdem kann ein Versetzen der Stifte gegenüber der Risslinie um die Hälfte ihres Durchmessers vorteilhaft sein. Eine symmetrische Anordnung der Verbindungsmittel mittig zur Gurtachse vermeidet zusätzliche Beanspruchungen der Bauteile und Stifte. Darüber hinaus kann ein Aufreißen des Holzes durch innen (quer eingeschraubte Vollgewindeschrauben) oder außen liegende Verstärkungen (aufgeklebte Platten aus Holzwerkstoffen) vermieden werden.

2.3.2.2 Vorversuche mit verschiedenen Verbindungsmitteln

Vergleichende Versuche mit verschiedenen mechanischen Verbindungen geben einen Anhaltspunkt für eine Antwort auf die Frage nach dem passenden stiftförmigen Verbindungsmittel für eine Lochleibungsverbindung zwischen Holz und PMMA. Sie dienen in erster Linie dem Studium des unterschiedlichen Tragverhaltens der einzelnen Verbindungsmittel und der Beurteilung der Anwendbarkeit auf die Verwendung im Verbund mit PMMA. Im Einzelnen wurden vier Versuche mit Holzdübeln, drei Versuche mit Bolzen sowie jeweils zwei Versuche mit Holzschrauben und Stabdübeln durchgeführt. Sämtliche Versuche verliefen weggesteuert mit einer Prüfgeschwindigkeit von 1 mm/min. Die Probekörper bestanden aus einem Trägerabschnitt von 30 cm Länge. Die Abmessungen der Holzgurte waren jeweils 2-25x50mm KVH und die Dicke der extrudierten PMMA-Scheibe betrug 10mm. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 2-37 dargestellt. Es werden jeweils mehrere Verbindungsmittel pro Verbindung geprüft. Neben den beschriebenen Versuchsergebnissen werden auch noch Ergebnisse von Eckhardt [56] zu Verbindungen mit Spannstiften und Dübeln besonderer Bauart zur Beurteilung herangezogen.

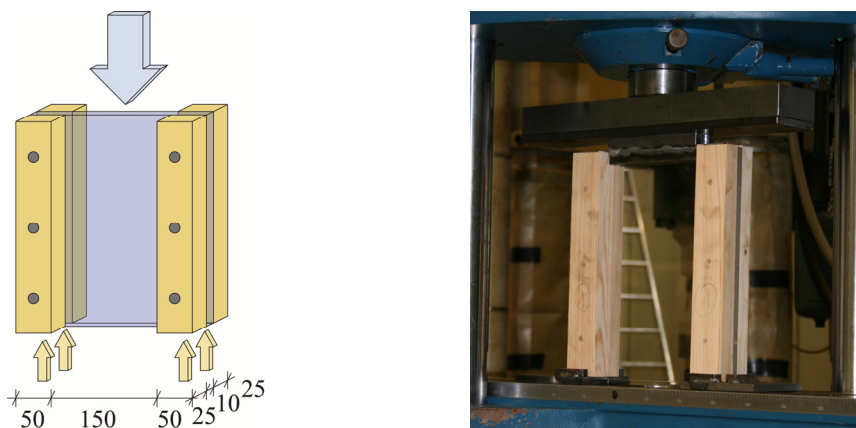


Abbildung 2-37: Versuchsaufbau, links: Prinzipskizze, rechts: Versuchsdurchführung,

2.3.2.3 Holzdübel

Die untersuchten Holzdübel dienen in erster Linie als Verbindungselemente im Möbelbau. Man verwendet sie als Fixierungshilfen beim Zusammenfügen und zur Übertragung von kleineren Kräften. Dübel gibt es in Hartholz (Buche, Eiche) als Stangenware oder als Fertigdübel, die bereits eine bestimmte Länge besitzen und geriffelt und angefast wurden. Für größere Lasten benutzt der Zimmermann Holzdollen mit einem Durchmesser von etwa 20 bis 30mm. Die hier getesteten Probekörper wurden mit jeweils 6 Dübeln (3 pro Gurt) zusammengefügt. Es wurden 2 verschiedene Durchmesser untersucht: drei Probekörper mit 8mm und einer mit 10mm.

Holzdübel sind nicht in der Holzbaunorm geregelt. In [27] sind zulässige Beanspruchungen angegeben, die aber nur als Schätzwerte verwendet werden können. Nach eigenen Vergleichsberechnungen scheinen diese Werte sehr weit auf der sicheren Seite zu liegen.

DIN 1052:2008 [16] macht Angaben zur Bestimmung der charakteristischen Tragfähigkeit von Holzdollen/-nägeln. Diese gelten nur für die oben angegebenen größeren Durchmesser, können aber als Anhaltspunkt benutzt werden.

Beispielhaft wird die Gleichung für den ersten Probekörper (8mm Durchmesser) ausgewertet:

$$R_k = n \cdot m \cdot 9,5 \cdot d^2 = 6 \cdot 2 \cdot 9,5 \cdot 8^2 = 7,3 \text{ kN.} \quad (2-3)$$

Tatsächlich kam es in den Versuchen erst bei den Lasten 18kN, 20kN und 22kN zum endgültigen Bruch der Verbindung. Der Probekörper mit 6 Dübeln mit einem Durchmesser von 10mm erreicht eine Last von 26kN. Allerdings ging diesem Versagen immer eine erhebliche Verformung voraus. Bei einer Last von etwa 10kN nehmen die Verformungen schon sehr stark zu. Verglichen mit den metallischen Stiften, können Holzdübel deutlich geringere Lasten übertragen und besitzen zudem eine geringere Steifigkeit. Das Versagen der Verbindung tritt durch Abscheren der Holzdübel ein (siehe Abbildung 2-38).

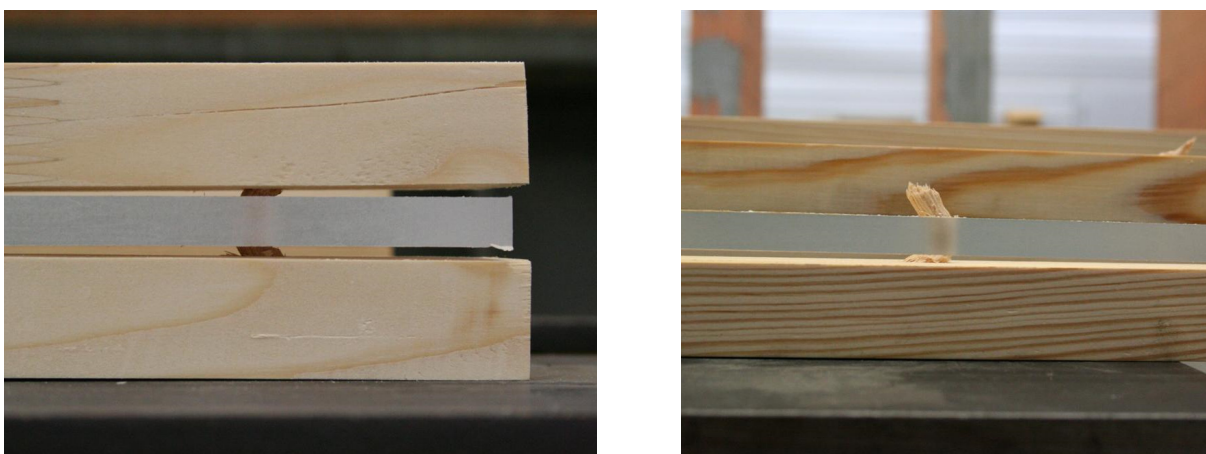


Abbildung 2-38: Holzdübelverbindung, links: verformter Dübel, rechts: abgescherter Dübel

2.3.2.4 Stabdübel

Stabdübel sind glattschaftige metallische Verbindungsmittel mit Durchmessern zwischen 6 und 30mm ohne Kopf und Mutter. Übliche Durchmesser für Stabdübel liegen zwischen 8 und 24mm mit 4mm- Schritten. Sie werden in mit ihrem Nenndurchmesser d vorgebohrte Löcher passgenau eingetrieben (siehe Abbildung 2-39). An ihren Enden sind sie leicht angefast, damit das Eintreiben erleichtert und ein Splintern des Holzes vermieden wird. Da bei innen liegenden Stahlblechen der Bohrlochdurchmesser um 1mm größer sein darf, wird auch das Loch im PMMA mit 1mm Lochspiel ausgeführt. Der gute Passsitz der Stabdübel im Holz garantiert trotzdem durch die Mantelreibung zwischen Stift und Holz eine ausreichende Klemmwirkung der Verbindung. Allerdings zieht sich der Dübel im Gegensatz zum Bolzen im Bruchzustand in das Holz ein (siehe Abbildung 2-39), da sie sich aufgrund der fehlenden Unterlegscheiben nicht gegen das Holz rückverankern können.

Stabdübelverbindungen eignen sich im Holzbau besonders zur Übertragung großer Lasten, besitzen eine große Steifigkeit und sind vergleichsweise einfach und wirtschaftlich herstellbar. Nach [135] eignen sie sich aufgrund ihrer geringen Nachgiebigkeit sehr gut für kontinuierlich verbundene, zusammengesetzte Biegeträger.

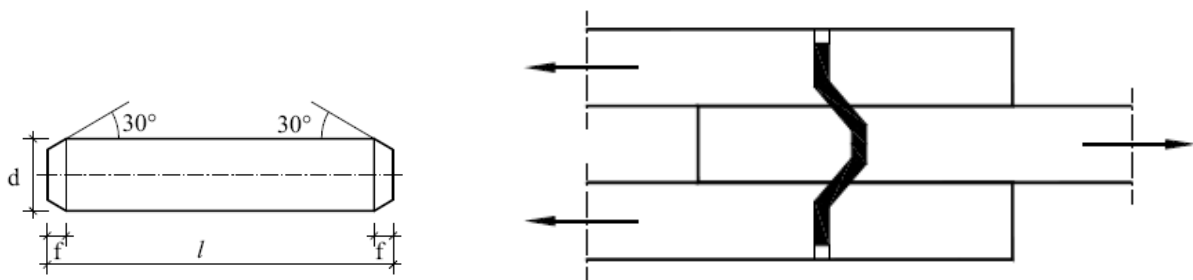


Abbildung 2-39: Stabdübelverbindung [51], links: Stabdübel, rechts: Einziehzustand

Ein Durchbohren der PMMA- Scheibe und der Hölzer in einem Arbeitsgang ist nicht zu empfehlen. Aber auch bei einem schrittweisen Bohren und Zusammenbauen besteht insbesondere bei größeren Holzdicken die Gefahr, dass die Stabdübel oft nur mit Gewalt oder nachträglichem Vergrößern der Löcher eingebracht werden können. Bei den durchgeführten Versuchen zeigte sich, dass eine Verletzung der PMMA- Scheibe am Bohrloch durch das Eintreiben der Dübel trotz des geplanten Lochspiels nicht verhindert werden konnte. Die beiden Probekörper mit je 6 Stabdübeln mit einem Durchmesser von 8mm versagten ohne Vorankündigung bei einer Beanspruchung von 41 bzw. 42 kN. Durch die Verletzung des PMMA am Bohrloch kam es zu einem vorzeitigen spröden Bruch des Kunststoffbauteils, ausgehend von der Bohrung.

2.3.2.5 (Pass-)Bolzen

Bolzen werden aus Metallstäben mit Schraubengewinde und Kopf auf der einen Seite und Mutter auf der anderen Seite hergestellt (siehe Abbildung 2-40 links). Sowohl zur Sicherung der außenliegenden Bauteile als auch zur Aufnahme zusätzlicher Kräfte in Bolzenlängsrichtung oder zum Erreichen einer Klemmwirkung werden beidseitig Unterlegscheiben verwendet. Ihr Durchmesser sollte mindestens dem Dreifachen, ihre Dicke wenigstens dem 0,3- fachen des Bolzendurchmessers entsprechen. Die Durchmesser der Bolzen liegen zwischen 6 und 30mm, die Festigkeitsklasse des verwendeten Stahls soll mindestens 3.6 sein. Die Gewinde der Passbolzen werden um mindestens eine Größe kleiner als ihr Nenndurchmesser ausgeführt, damit der Stift einfach einzubauen ist und die Bohrung im PMMA nicht verletzt wird.

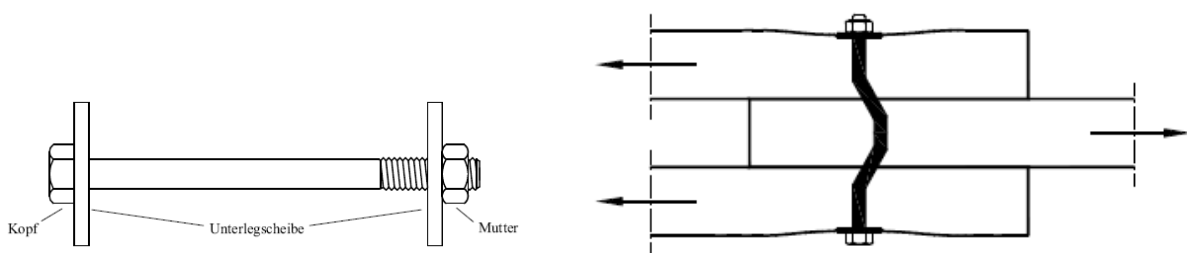


Abbildung 2-40: Passbolzenverbindung [51], links: Bolzen, rechts: Einhängezustand

Passbolzen werden wegen der Ausbildung Ihrer Enden mit Mutter und Kopf im Vergleich zum Stabdübel weitaus weniger in das Bohrloch eingezogen. Sie hängen sich vielmehr bei gesteigerter Last in die Verbindung ein (Einhängezustand, siehe Abbildung 2-40 rechts) und wirken, ähnlich einem Seil, als verbogenes Hängezugglied, welches durch die sich in das Holz einpressenden Unterlegscheiben getragen wird. In dieser plastischen Phase des Bolzens werden durch die beschriebene Seilwirkung neue Reibungseffekte zwischen den Hölzern und dem dazwischen liegenden PMMA hervorgerufen.

Passbolzenverbindungen dürfen in allen Holzbauwerken eingesetzt werden und stellen eine sehr effiziente Möglichkeit zur Übertragung großer Lasten dar. Da Passbolzen aufgrund des Eihängeeffekts größere Abscherkräfte übertragen können, darf ihre Tragfähigkeit gegenüber Stabdübeln entsprechend erhöht werden.

Tragende Bolzen werden im Vergleich zu Passbolzen mit einem geringen Spiel (Bolzendurchmesser + 1mm) in vorgebohrte Löcher im Holz eingebaut und angezogen. Dadurch sind sie zwar leichter zu montieren als vergleichbare Stabdübel. Aufgrund der durch die fehlende Klemmwirkung und den Anfangsschlupf auftretenden größeren Verschiebungen in den Verbindungen sind tragende Bolzen in Dauerbauten aber nicht zu verwenden. Auch zusammengesetzte Biege- und Druckglieder mit kontinuierlicher Verbindung der Einzelquerschnitte dürfen nach [16] nicht mit Bolzen hergestellt werden. Bei in der Regel trocken hergestellten Leimbauteilen sind die Schwindefekte eher vernachlässigbar gering. Wenn ein Nachziehen der Bolzenverbindung vor Aufbringen der Vollbelastung gewährleistet werden kann, ist eine reine Bolzenverbindung in diesem Fall anwendbar.

Sollten Passbohrungen in einer Holz- PMMA- Verbindung nicht möglich sein, kann das Eintreten eines Schlupfes infolge von Herstellungstoleranzen auch durch das nachträgliche Verfüllen des Lochspiels durch zum Beispiel Epoxydharz verhindert werden (siehe [58]). Um ein Verletzen des PMMA beim Einbringen der Bolzen zu verhindern, wird auch bei Passbolzenverbindungen ein um 1mm vergrößerter Bohrlochdurchmesser für die PMMA-Scheibe verwendet (entsprechend einer Stahlschlitzeblechverbindung nach [16] und [49]). Die Bolzen sind grundsätzlich fest anzuziehen, damit die Fugen zwischen den einzelnen zu verbindenden Bauteilen geschlossen werden. Wegen des prinzipiell vergleichbaren Tragverhaltens können Passbolzen im Gegensatz zu tragenden Bolzen in der gleichen Verbindung mit Stabdübeln rechnerisch voll angesetzt werden.

Bei den drei durchgeführten Versuchen mit Bolzenverbindungen, bestehend aus jeweils 6 Passbolzen unterschiedlicher Durchmesser, konnte ein duktiles Verhalten festgestellt werden. Durch das Plastizieren der Bolzen konnten die Lasten auf alle Verbindungsmittel verteilt werden. Auch nach dem Fließen der Bolzen konnte die Last noch weiter bis zum endgültigen Bruch gesteigert werden. Selbst ein Aufreißen des Holzes konnte durch Umlagerung der Kräfte auf andere Stifte kompensiert werden (siehe Abbildung 2-41). Der Probekörper mit einem Bolzendurchmesser von 6mm versagte bei einer Last von 50kN, während die Proben mit einem 8mm bzw. 10mm Bolzen 64kN und 55kN erreichten. Das Versagen kündigte sich in allen Fällen durch größere Verformungen an.

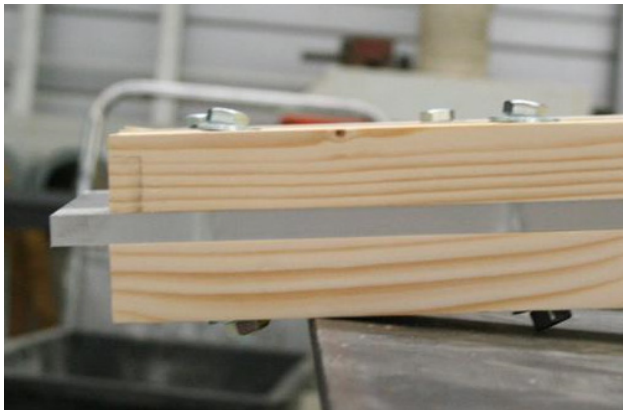


Abbildung 2-41: Bolzenverbindung, links: Einhängen der Bolzen, rechts: Aufspalten des Holzes

Der Probekörper mit dem größten Durchmesser scheint an einem PMMA- Bohrloch etwas vorgeschädigt gewesen zu sein, dadurch erklärt sich die kleinere Bruchlast. Insgesamt liefern die Bolzenverbindungen deutlich größere Traglasten als alle anderen untersuchten Probekörper.

2.3.2.6 Holzschrauben

Holzschrauben nach DIN 1052 ([16]) mit Durchmessern von mindestens 4mm gehören zu den traditionellen, stiftförmigen Verbindungsmitteln im Holzbau, die insbesondere bei Beanspruchung auf Herausziehen eine hohe Tragfähigkeit aufweisen. Sie werden üblicherweise flächenhaft, d.h. in Gruppen angeordnet. Der Schwerpunkt für die Anwendung von tragenden, meist einschnittigen Schraubenverbindungen liegt in der Befestigung von Beplankungen auf Wand- oder Deckenelementen im Holzrahmenbau. Die untersuchten Schrauben haben einen profilierten (Gewinde) und einen glatten Schaftteil. Der Nenndurchmesser entspricht dem Außendurchmesser des Schraubengewindes. Vollgewindeschrauben wurden hier nicht untersucht. Die verwendeten Schrauben besitzen einen Durchmesser von 5mm. Ihr Tragverhalten entspricht dem von vorgebohrten Nägeln. Bei einem Durchmesser, der größer als 8mm ist, verhalten sich Holzschrauben eher wie Stabdübel. Aufgrund der Rückverankerung ihres Gewindes im Holz kann man auch bei Holzschrauben einen Einhängeeffekt beobachten. Der Widerstand gegen Kopfdurchziehen kann dabei durch Unterlegscheiben erhöht werden.

Die zu verbindenden Holzbauteile sind im Allgemeinen vorzubohren. Die PMMA- Scheibe muss mit einem Lochspiel von 1mm vorgebohrt werden. Die Tragfähigkeit quer zur Schafrichtung ist bei Holzschrauben geringer als bei Nägeln und Stabdübeln gleichen Nenndurchmessers, da der Biegewiderstand des Gewindes etwa 30 Prozent kleiner ist als der des Vollschaftes. Die Länge des Gewindes beträgt etwa 60 Prozent der gesamten Schraubenlänge. Dies hat zur Folge, dass der profilierte Schraubenteil in direkten Kontakt mit dem PMMA- Bauteil kommt. Sowohl beim Einschrauben des Verbindungsmittels als auch später bei der Übertragung der Scherkräfte wird das Gewinde der Schraube den Rand des Bohrlochs im PMMA stark beschädigen. Die Lochleibungstragfähigkeit bei PMMA hängt aber direkt von der Güte bzw. Unversehrtheit des Bohrlochs ab. Die Ergebnisse der beiden Versuche mit beidseitig 5 bzw. 6 Holzschrauben bestätigten diesen Sachverhalt. Die Verbindungen versagten durch einen spontanen Bruch des PMMA bei einer Last von 35 bzw. 40kN. Versagensursache waren in beiden Fällen mehrere Risse, die von den Bohrlöchern ausgingen (siehe Abbildung 2-42). Holzschrauben scheinen für eine Verbindung mit PMMA ungeeignet.

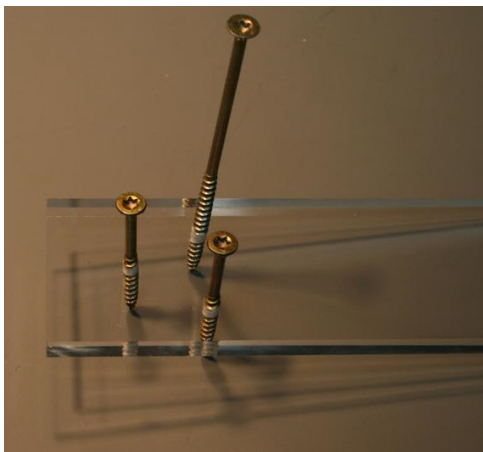


Abbildung 2-42: Holzschraubenverbindung, links: Schrauben [56], rechts: Spontanbruch PMMA

2.3.2.7 Sonstige mechanische Verbindungsmittel

Robertson beschreibt in [130] die Verwendung von Spannstiften aus Metall als stiftförmige Verbindungsmittel im Ingenieurholzbau (Abbildung 2-43). Der Vorteil dieser Verbindung liegt zum einen in dem ästhetischen Äußeren des Anschlusses ohne sichtbaren Bolzenkopf oder Mutter. Zusätzlich sitzt der Spannstift durch seinen zusammenpressbaren Umfang immer sehr passgenau im Holz, was die Steifigkeit der Verbindung im Vergleich zum Stabdübel noch erhöht. Die beschriebenen Forschungsergebnisse zeigen, dass Spannstifte außerdem eine erhöhte Tragfähigkeit in Aussicht stellen. Die Enden der Stifte sind ähnlich wie beim Stabdübel leicht angefast, um den Einbau zu erleichtern.



Abbildung 2-43: Spannstiftverbindung ([130]), links: Holz-Stahl-Verbindung, rechts: verformte Spannstifte

Eckhardt führte in [56] erste Untersuchungen mit Spannstiften nach DIN EN ISO 13337 ([10]) als Verbindungsmittel für PMMA durch. Er kam zu dem Schluss, dass der Bohrlochdurchmesser im PMMA einen halben Millimeter kleiner als der Nenndurchmesser des Stiftes sein sollte. Allerdings konnte er keine Steigerung der Traglast verglichen mit der Bolzenverbindung feststellen. Hinzu kommen ähnliche Probleme mit dem schadfreien Einbringen der Stifte wie sie auch beim Stabdübel auftreten.

Nagelverbindungen gehören zu den ältesten mechanischen Verbindungstechniken im Holzbau, sind aber für den konstruktiven Ingenieurholzbau von untergeordneter Bedeutung, da man sie in der Regel nur als einschnittige Verbindungen ausführt. Werden die Nägel in das Holz eingeschlagen, werden die Holzfasern durchtrennt und/oder zur Seite gedrückt. Dadurch entstehen Spaltrisse im Holz. Durch die zusammengedrückten Fasern entsteht zusätzlich zum Lochleibungsdruck noch eine Reibungskraft. Durch Vorbohren kann diese Reibungskomponente reduziert werden. Das Einschlagen eines Nagels in eine PMMA-Scheibe ist nicht möglich. Bei Nagelverbindungen sollte in der Regel das dünnere Bauteil an das dickere angeschlossen werden. Dies gilt insbesondere bei der Verbindung mit dünnen Anschlussblechen oder Ähnlichem. Selbst bei vorgebohrten Löchern in Holz und PMMA scheint diese Verbindungstechnik für die beschriebene Aufgabe nicht sinnvoll zu sein, da die zuvor untersuchten Stifte werkstoffgerechter einzubauen sind und darüber hinaus auch größere Kräfte übertragen können.

Im Holzbau haben sich zudem Dübel besonderer Bauart zur Übertragung größerer Kräfte sehr bewährt. Diese lassen sich in zwei Gruppen einteilen. Zum einen gibt es Einlassdübel, die in

vorbereitete Vertiefungen eingelegt werden (z. B. Ringkeildübel), und zum anderen die Einpressdübel, die aus meist runden Scheiben mit zacken- oder stiftförmigen Krallen bestehen und in das Holz eingepresst werden (Typ C oder D). Die Dübel werden in die Fuge zwischen den zu verbindenden Bauteilen eingebaut und auf Leibungsdruck und Abscheren beansprucht. Aufgrund des hierdurch hervorgerufenen Kräftepaars aus den jeweiligen Leibungsdrücken wird ein Kippbestreben des Dübels hervorgerufen, welches einen in der Dübelachse angeordneten nachziehbaren Klemmbolzen notwendig macht, um so ein Öffnen der Fuge zu verhindern. Dübel und Bolzen bilden zusammen eine Verbindungseinheit. In [56] liegen erste Erfahrungen mit Verstärkungen von Bohrlöchern in Bauteilen aus PMMA mit Einpressdübeln des Typs D nach DIN EN 912 [20] vor. Bei den beschriebenen Untersuchungen wurde der Dübel in eingefräste Löcher als Verzahnung in die PMMA- Scheibe eingefräst und mit einem Bolzen gesichert. Bei Vergleichen mit einer reinen Bolzenverbindung zeigt sich, dass der Dübel aufgrund von Spannungskonzentrationen an den geschwächten Einbindestellen keine Verstärkung sondern sogar eine Schwächung der Verbindung darstellt.

2.3.2.8 Zusammenfassung der Versuchsergebnisse

Holzdübelverbindungen können nur verhältnismäßig kleine Lasten übertragen und verfügen dabei über eine geringe Steifigkeit (siehe Abbildung 2-44). Hinzu kommt in der Regel ein spontanes Versagen durch das Abscheren der Dübel. Weitaus günstiger verhalten sich Verbindungen mit Stiften aus Metall. Stahlstifte können bei überschreiten ihres Fließmomentes plastizieren, woraus ein duktiles Verhalten der Verbindung resultiert. Allerdings besteht die Gefahr, dass das PMMA- Bauteil im Bereich des Bohrlochs durch das Montieren von Holzschrauben und Stabdübeln verletzt wird. Dies ist besonders kritisch bei der beschriebenen zweischnittigen Verbindung mit Holz, da es nach dem Zusammenbau keinerlei optische Kontrolle der Bohrlochqualität mehr gibt. Die Probekörper mit Holzschrauben und Stabdübeln versagten zwar erst bei der doppelten Beanspruchung verglichen mit den Holzdübeln, aber die Bolzenverbindungen erreichen bei gleicher Steifigkeit der Verbindung eine um etwa 50 Prozent höhere Bruchlast als die Stabdübelverbindung gleichen Durchmessers. Außerdem ergeben sich mit den Bolzen die duktilsten Verbindungen. Das Versagen kündigt sich durch zunehmende Verformungen an. Auch konstruktiv bietet die Bolzenverbindung Vorteile. Die Klemmwirkung von Kopf und Mutter in Verbindung mit einer entsprechend dimensionierten Unterlegscheibe hält die einzelnen Bauteile aus Holz und PMMA zusammen.

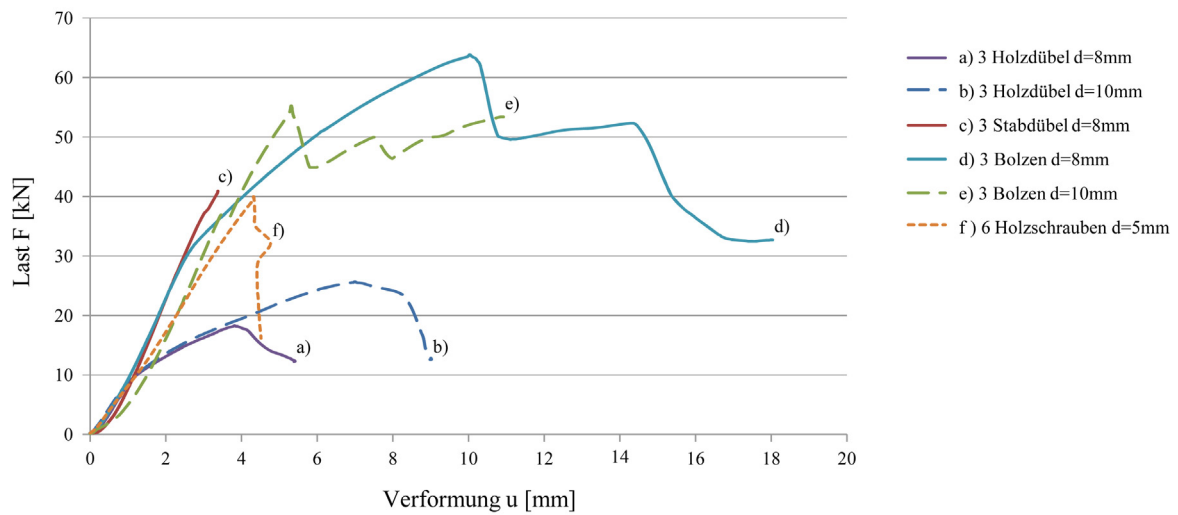


Abbildung 2-44: Last- Verschiebungskurven der untersuchten Verbindungen (Auswahl)

2.4 Verträglichkeit der verwendeten Materialien

2.4.1 Verträglichkeit von Holz und PMMA

2.4.1.1 Verhältnis der Elastizitätsmoduln

Bei der Kombination verschiedener Werkstoffe in Form von Verbundquerschnitten ist das Verhältnis der Materialsteifigkeiten von großer Bedeutung. Das Verhältnis der Elastizitätsmoduln wirkt sich auf die Verteilung der Spannungen im Querschnitt aus. Bei dem in dieser Arbeit vorgestellten neuen Verbundtragsystem nehmen die außen liegenden Holzgurte aufgrund des mit ca. 10.000 N/mm² verglichen mit PMMA etwa drei mal so großen E- Moduls den größten Teil der Zug- und Druckkräfte auf, während die PMMA- Scheiben als Stege die Ober- und Untergurte auf Abstand halten und eine Schubverbindung darstellen (siehe Abbildung 2-45).

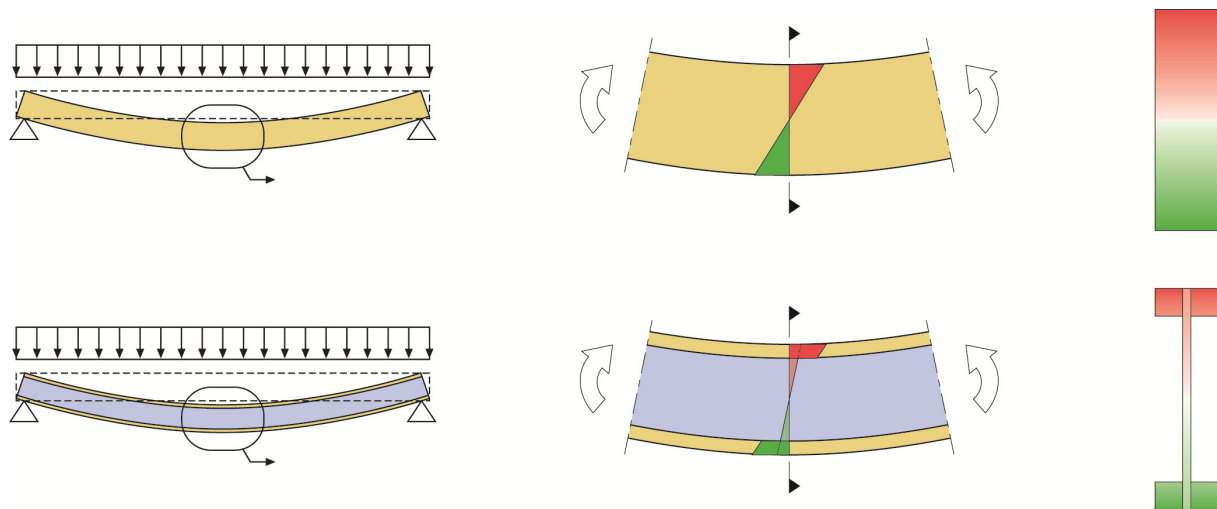


Abbildung 2-45: Biegespannungen im Holzbalken und im Holz- PMMA- Verbundträger

Die gewählte Kombination und Anordnung der beiden Materialien ist aus mehreren Gründen besonders vorteilhaft. Zum einen neigen viele Kunststoffe, wie auch das PMMA, zum Kriechen, was ihren Einsatz als tragende Bauteile in der Architektur erschwert. Bei dem dargestellten Verbundquerschnitt sind aufgrund der beschriebenen Steifigkeitsverhältnisse die im PMMA auftretenden Biegerandspannungen deutlich geringer als die im Holz. Bevor der relativ spröde Werkstoff PMMA am Zugrand aufreißen kann oder bei lang andauernder Belastung Kriecheffekte auftreten können, nimmt das Holz die Normalkräfte auf. Das eigentliche Problem des Kriechens wird demnach durch eine Einleitung der kriecherzeugenden Spannungen in den Kombinationswerkstoff Holz deutlich abgeschwächt. Bei dem in Kapitel 2.2 dargestellten Verbundträger aus Holz und Glas kommt es wegen des im Verhältnis zu Holz sieben mal so großen E- Moduls von 70.000 N/mm² zu einer Spannungskonzentration an den Kanten der Glasscheiben (siehe Abbildung 2-46). Das Glas reißt also vorzeitig und ohne Vorankündigung an der Stelle des maximalen Biegemomentes auf, ohne dass das Holz effektiv genutzt wird.

Der zweite Vorteil in der Kombination von Holz und PMMA liegt in der erhöhten effektiven Gesamtbiegesteifigkeit des I-Trägers. Thermoplaste besitzen im Vergleich zu den eher traditionellen Werkstoffen im Bauwesen, wie z. B. Stahl, Holz oder Stahlbeton, nur einen niedrigen E-Modul. Dieser wird durch die am Trägerrand statisch effektiv angeordneten steiferen Holzquerschnitte ausgeglichen. Die vermeintliche Schwäche des Materials wird zudem durch die vorteilhafte Spannungsverteilung im Querschnitt zu einer Stärke. Grundsätzlich liegen die beiden Werkstoffe mit einem Verhältnis der Steifigkeiten von 1:3 recht dicht bei einander. Dies hat zur Folge, dass die auftretenden Spannungen nicht so stark von einander abweichen und beide Materialien sehr effizient und Material sparend ausgenutzt werden können.

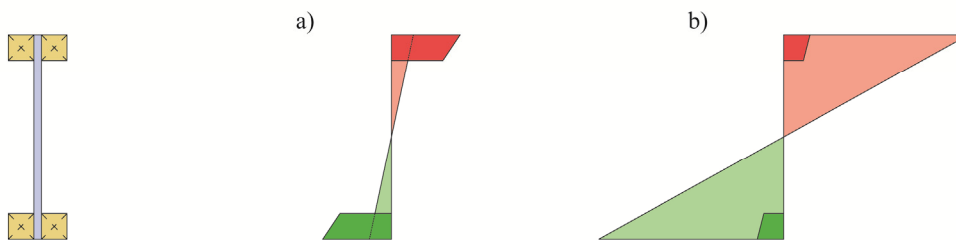


Abbildung 2-46: Spannungsverteilung: a) Holz- PMMA- Verbund, b) Holz- Glas- Verbund

2.4.1.2 Verbindungstechnik

Spröde Materialien sollten nach Möglichkeit mindestens in Ihrer Scheibenebene statisch bestimmt gelagert werden. Dies kann zum Beispiel durch entsprechend eingeplante Fest- und Gleitpunkte geschehen. Bei dem betrachteten Verbundträger ist dies aufgrund des systembedingten statischen Verbundes zwischen den einzelnen Querschnittsteilen nicht möglich. Der bei normalen Gebrauchstemperaturen spröde Kunststoff PMMA ist selbst nicht ausreichend in der Lage, lokale Spannungsspitzen in der Verbindung durch Plastizieren abzubauen und versagt schlagartig. Eine wichtige Anforderung an die anderen Komponenten der Verbindung ist es also, möglichst hohe Lasten zu übertragen und dabei spröde Versagensmechanismen auszuschließen.

Wie in Kapitel 2.3 dargestellt, verfügen stiftförmige Verbindungsmittel im Holzbau aufgrund ihres plastischen Verformungsvermögens und der entstehenden Eindrückungen des Holzes am Bohrloch über eine erhebliche Nachgiebigkeit. Auf diese Weise entsteht eine lastabhängige Relativverschiebung der verbundenen Bauteile, durch die es möglich wird, örtliche Spannungsspitzen im Anschlussbereich abzubauen und auch bei mehreren in Reihe angeordneten Stiften Kräfte innerhalb der Verbindung umzulagern (siehe Abbildung 2-47).

Außerdem können so Zwangsbeanspruchungen infolge Temperatur reduziert werden und Überlastungen des Tragwerks kündigen sich meist durch wahrnehmbare Deformationen frühzeitig an. Vierpunktbiegeversuche an PMMA- Holz- Trägern zeigten zudem ein redundantes Verhalten, da selbst nach dem Ausfall mehrerer Verbindungen durch lokales Aufreißen der PMMA- Scheibe am Bohrloch eine Umlagerung der Kräfte auf die benachbarten Bolzen erfolgte, während die Last weiterhin gehalten bzw. noch gesteigert werden konnte (siehe Kapitel 5).

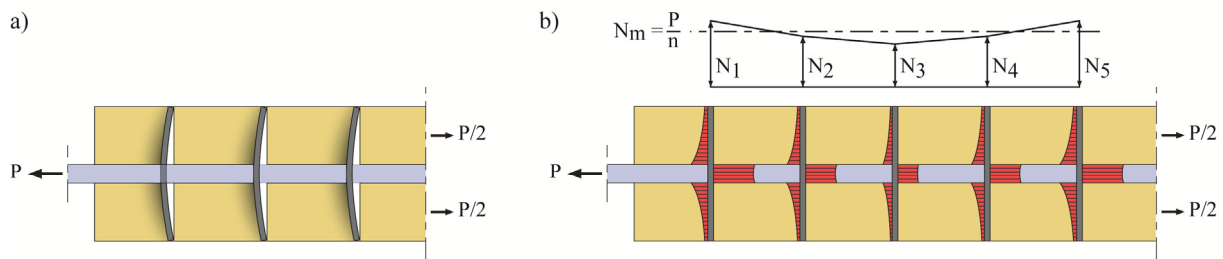


Abbildung 2-47: a) Nachgiebige Verbindung, b) Verteilung der Kraft auf die einzelnen Bolzen

Die Nachgiebigkeit der Verbindung mit Holz ist also kein Nachteil, obwohl die Auswirkungen der Verformungen auf das Tragverhalten des statischen Gesamtsystems nicht vernachlässigt werden dürfen.

Untersuchungen von Alioglu [32] und Apolony [33] sowie eigene Betrachtungen (siehe Kapitel 6.2) zu PMMA- Stahl- Bolzenverbindungen haben gezeigt, dass eine Verteilung der Scherkräfte auf mehrere Verbindungsmittel in Reihe in dem Fall nur bedingt möglich ist, da die notwendige Nachgiebigkeit der Verbindung bei diesem Kombinationswerkstoff nicht gegeben ist. Schon geringe Abweichungen in der Lochgeometrie können hier im Gegensatz zu einer Verbindung mit Holz nicht ausgeglichen werden.

2.4.1.3 Spannungsrisssgefährdung

Transparente Thermoplaste widerstehen selbst verhältnismäßig hohen Zugbeanspruchungen. Vom Hersteller von PMMA wird eine maximal zulässige Spannung von 10 N/mm² empfohlen. Wirken allerdings zusätzlich noch korrosive Medien auf den Kunststoff ein oder steht das PMMA- Bauteil in direktem Kontakt zu einem anderen Material, kann es zu Rissbildungen bis hin zur Unbrauchbarkeit kommen, auch wenn bei spannungsfreien Bauteilen keine Schädigung auftreten würde.

Daher muss die Neigung zur Spannungsrisssbildung beim Kontakt mit gewissen Materialien und gleichzeitigem Vorhandensein von Zugspannungen bei der Bemessung von Verbundbauteilen berücksichtigt werden. Im Falle einer Spannungsrisssgefährdung müssen entweder die zulässigen Zugspannungen für PMMA entsprechend reduziert werden oder das Auslösen von Rissen durch eine Trennschicht zwischen den Kombinationsmaterialien verhindert werden. Hierfür kann jeder dampfdichte Werkstoff verwendet werden, der selbst die geforderte Verträglichkeit mit PMMA aufweist.

Bei dem in dieser Arbeit beschriebenen Tragsystem ist aufgrund des statischen Verbundes zwischen den beiden Materialien Holz und PMMA ein direkter Kontakt vorgesehen. Aus diesem Grund ist es unerlässlich, den oben beschriebenen Sachverhalt für die verschiedenen Hölzer und Holzwerkstoffe, die als Kombinationsmaterial in Frage kommen, zu untersuchen. Um einen ersten Überblick zu bekommen, werden hier neun Hölzer und drei Holzwerkstoffe (siehe Abbildung 2-50) im Biegeversuch getestet.

Die Probekörper aus extrudiertem PMMA mit den Abmessungen 230 x 20 x 4 mm werden waagrecht einseitig eingespannt und auf der Oberseite mit dem zu prüfenden Holz in Kontakt gebracht. Anschließend werden sie an dem freien Ende durch ein hängendes Gewicht so belastet, dass bei der Einspannung eine maximale Spannung von 20 N/mm² auftritt. Dem linearen Momentenverlauf des eingespannten Probekörpers folgend, kann jedem Punkt auf der Oberseite des PMMA- Stabes eine definierte Zugspannung zugeordnet werden.

Damit die Ergebnisse der Versuche nicht verfälscht werden, müssen die Probekörper durch Reinigen, Trocknen, Tempern und Konditionierung vorbehandelt werden. Auf die gereinigten Probekörper werden dann die Stücke der zu prüfenden Hölzer vollflächig aufgebracht und fixiert. Die Prüfung erfolgt anschließend bei 50 °C im Umlufttrockenschrank und dauert 24 h (siehe Abbildung 2-48).

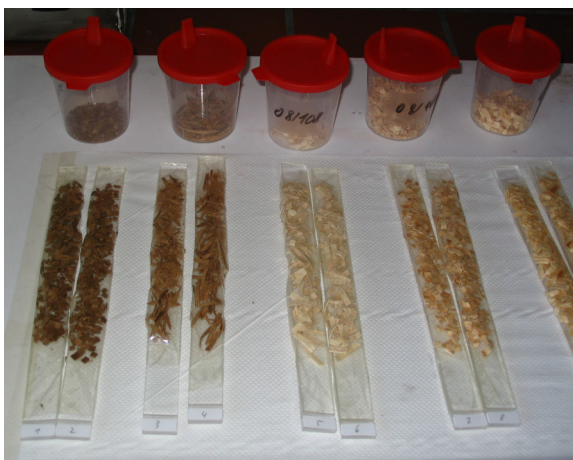


Abbildung 2-48: Probekörper, links: Vorbereitung, rechts: im Umlufttrockenschrank

Die Rissbildung beginnt auf der Oberseite an der Stelle mit der höchsten Zugspannung und schreitet mit der Dauer der Prüfung immer weiter in Richtung des Anhängepunktes. Abhängig von der geprüften Substanz variiert die rissfreie Strecke zwischen dem letzten sichtbaren Riss und dem Lastangriffspunkt. Nach einer Prüfdauer von 24 h wird durch eine visuelle Prüfung festgelegt, bis zu welcher Stelle am Probekörper eine Rissbildung aufgetreten ist. Dieser Stelle kann nun über das Verhältnis der rissfreien Strecke zur Gesamtlänge des PMMA-Stabes eine zugehörige Grenzspannung zugeordnet werden (siehe Abbildung 2-49).

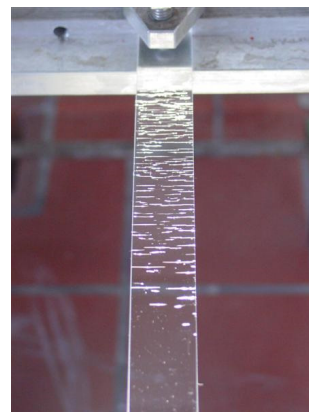
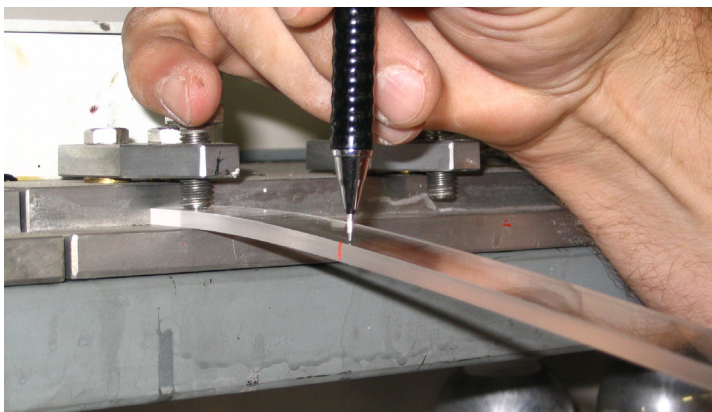


Abbildung 2-49: Auswertung, links: Bestimmung der rissfreien Strecke, rechts: Spannungsrisse

Zu jeder Prüfung wird im Trockenschrank ein Referenzstab oder „Nullstab“ ohne aufgebrauchte Substanz mit untersucht. Dieser sollte nach der Prüfung keine Rissbildung aufweisen. Zur Beurteilung der Verwendbarkeit wird vom PMMA- Hersteller ein Grenzwert von 15 N/mm² angegeben, der eingehalten werden muss. Abbildung 2-50 stellt die Ergebnisse für die Grenzspannungen $\sigma_{b, \text{grenz}}$ der untersuchten Hölzer und Holzwerkstoffe dar. Jede Substanz wurde dabei an zwei Probekörpern getestet, wobei die Ergebnisse sehr gut übereinstimmten.

Aus den Ergebnissen wird ersichtlich, dass sich die verschiedenen Hölzer und Holzwerkstoffe überhaupt nicht oder nur sehr bedingt für einen direkten Kontakt mit PMMA eignen. Die europäischen Hölzer lösen sehr schnell Spannungsrisse im PMMA aus. Dabei werden gerade die heimischen Nadelhölzer zu Bauholz (z. B. Konstruktionsvollholz oder Brettschichtholz) verarbeitet. Bei einem Einsatz als Kombinationsmaterial in einem Verbundträger mit PMMA kann anhand der gefundenen Ergebnisse eine Schädigung nicht ausgeschlossen werden. Deshalb muss bei den meisten Hölzern von einer Verwendung im Zusammenhang mit PMMA abgeraten werden.

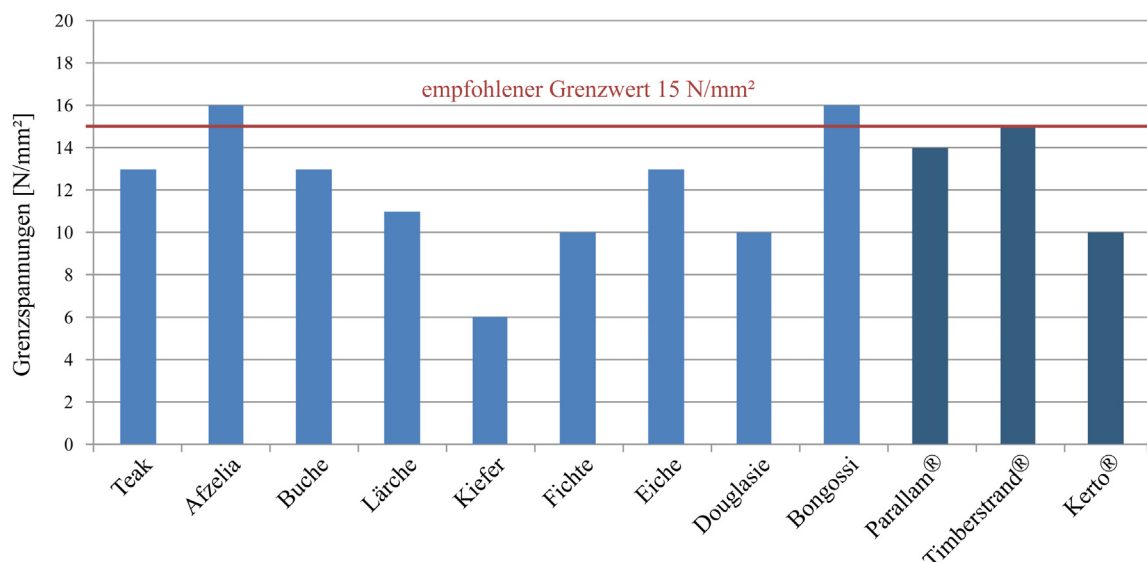


Abbildung 2-50: Grenzspannungen [N/mm²] für verschiedene Hölzer und Holzwerkstoffe

Die Tropenhölzer Afzelia und Bongossi verhalten sich deutlich besser, sind aber aufgrund ihrer schlechten Verarbeitbarkeit und ihres hohen Preises sowie aus ökologischen Gründen keine Alternative (siehe dazu auch [54]). Der Holzwerkstoff Timberstrand® (Langspanholz) hält den empfohlenen Grenzwert gerade ein, so dass in der Praxis keine Spannungsrisssgefährdung zu erwarten ist. Das Furnierstreifenholz Parallam® könnte unter Umständen auch in direktem Kontakt zum PMMA eingesetzt werden. Dazu sollten aber noch weitere Untersuchungen durchgeführt werden, bei denen zusätzlich auch Effekte wie Veränderung der Produktzusammensetzung, Bewitterung und Alterung berücksichtigt werden könnten.

Da gerade bei den üblichen Bauhölzern eine erhebliche Spannungsrisssgefährdung vorliegt, sollte man in jedem Fall durch eine dampfdichte Trennschicht verhindern, dass das PMMA unter Zugbeanspruchung geschädigt wird. Wird das Problem in diesem Sinne konstruktiv gelöst, braucht keine Reduzierung der charakteristischen Zugspannungen vorgenommen zu werden. Bei den Werkstoffen mit einer Grenzspannung im Bereich von 12 bis 15 N/mm² könnte auf eine Trennschicht verzichtet werden, wenn dafür die charakteristische Zugspannung im PMMA entsprechend reduziert wird. Dieser Bemessungsansatz erscheint aber nicht ratsam.

2.4.1.4 Temperaturverhalten

Der in Kapitel 2.1.1 bereits aufgeführte geringe thermische Längenausdehnungskoeffizient von Holz ($\alpha_{T,HOLZ} = 3 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ in Faserlängsrichtung bzw. Trägerlängsrichtung) stellt eigentlich eine sehr gute Voraussetzung für die Verwendung im statischen Verbund mit anderen Materialien dar. Allerdings wird Holz bei dem im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Verbundträger mit einem Thermoplasten verbunden. PMMA verfügt wie alle Thermoplaste über einen vergleichsweise sehr hohen Ausdehnungskoeffizient von $\alpha_{T,PMMA} = 7 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$ (siehe Kapitel 2.1.2). Folglich möchten sich bei einer Änderung der Umgebungstemperatur im PMMA mehr als 20-fach größere Formänderungen einstellen als im Holz. Wirken nun beide Teilquerschnitte im statischen Verbund zusammen, ist eine gegenseitige Verschiebung der beiden Teile nicht möglich und es werden erhebliche Zwangsbeanspruchungen hervorgerufen, die bei der Bemessung des Trägers als eigener Lastfall berücksichtigt werden müssen.

Wie in den vorangehenden Grundlagenkapiteln zum Materialverhalten der beiden Kombinationswerkstoffe beschrieben, verfügen beide Materialien über eine gewisse Relaxationsfähigkeit, was zum Abbau der auftretenden Zwangsspannungen von Vorteil ist. Darüber hinaus hat die oben beschriebene Nachgiebigkeit des Verbundes ebenfalls einen positiven Einfluss auf die Spannungsverteilung.

Da es sich bei dem beschriebenen Verbundträger um ein Tragsystem handelt, das durch die punktuelle Schubkopplung zweier Teilquerschnitte mittels Bolzen entstanden ist, ist die Bestimmung der Schnittgrößen in den einzelnen Teilquerschnitten nur bei realitätsnaher Modellierung der Steifigkeitsverhältnisse und der Verbindungsmittel möglich. Es entsteht ein Gesamtsystem, das ein innerlich hochgradig statisch unbestimmtes System darstellt.

Die bei normalen Umgebungstemperaturen linear verlaufenden Dehnungen infolge einer Temperaturänderung ΔT lassen sich wie folgt berechnen:

$$\varepsilon_T = \alpha_T \cdot \Delta T. \quad (2-4)$$

Daraus ergibt sich die Längenänderung in einem Bauteil zu:

$$\Delta l_T = \alpha_T \cdot \Delta T \cdot l. \quad (2-5)$$

Aufgrund der unterschiedlichen thermischen Längenausdehnungskoeffizienten möchten sich in den beiden Werkstoffen auch unterschiedliche Formänderungen einstellen. Werden diese durch den statischen Verbund behindert, treten Zwangskräfte auf, die neben den Dehnsteifigkeiten der beiden Teilquerschnitte auch von dem Betrag der Temperaturänderung und der Steifigkeit des nachgiebigen Verbundes abhängen. Die Steifigkeit der nachgiebigen Verbindung hängt vom Verschiebungsmodul k_{ser} des gewählten Verbindungsmittels und der Anzahl dieser punktuellen Schubkopplungen ab (siehe Kapitel 2.3.2.1).

Ausgehend von einer vereinfachten Betrachtung des Systems als ein einfach statisch unbestimmtes System, bei dem die Holzquerschnitte mit den PMMA- Querschnitten über eine Ersatzfeder gekoppelt sind, lassen sich die Zwangskräfte in Holz und PMMA mit dem Kraftgrößenverfahren wie folgt bestimmen:

$$N_H = -N_{\text{PMMA}} = \frac{\Delta \varepsilon_T \cdot E_H \cdot A_H}{1 + \frac{E_H \cdot A_H}{E_{\text{PMMA}} \cdot A_{\text{PMMA}}} + \frac{E_H \cdot A_H}{k^* \cdot a \cdot l^2}}. \quad (2-6)$$

Darin sind:

- N_H unbekannte Zwangsnormalkraft im Holzquerschnitt,
- N_{PMMA} unbekannte Zwangsnormalkraft im PMMA- Querschnitt,
- E_H Elastizitätsmodul des Holzes,
- E_{PMMA} Elastizitätsmodul von PMMA,
- A_H Querschnittsfläche des zweiteiligen Holzgurtes,
- A_{PMMA} mitwirkende Querschnittsfläche des Steges aus PMMA,
- $\Delta \varepsilon_T$ Temperaturdehnungsdifferenz zwischen Holz und PMMA,
- a Breite der Kontaktfläche zwischen Holz und PMMA (entspricht der Gurthöhe),
- l Länge der Kontaktfläche zwischen Holz und PMMA (entspricht der Trägerlänge),
- k^* Steifigkeit der Verbundfuge zwischen Holz und PMMA.

Die Steifigkeit der Verbundfuge ist abhängig von dem gewählten Verbindungsmittel und dem Abstand dieser Schubkopplungen:

$$k^* = \frac{k_{\text{ser}}}{e \cdot a}. \quad (2-7)$$

Darin sind:

- k_{ser} Verschiebungsmodul des gewählten Verbindungsmittels (Bolzen),
- e mittlerer Abstand der gewählten Verbindungsmittel (Bolzen),
- a Breite der Kontaktfläche zwischen Holz und PMMA (entspricht der Gurthöhe).

Mit diesen Berechnungsansätzen ist zumindest eine erste Abschätzung der auftretenden Zwangsbeanspruchungen infolge der Temperatur möglich. Für genauere Untersuchungen können die Biegeträger mittels der FE- Methode unter Berücksichtigung der Fugensteifigkeit abgebildet werden, um so die Zwangsschnittgrößen zu bestimmen.

Betrachtet man die beschriebenen Gleichungen, fällt auf, dass sich die mitwirkende Querschnittsfläche des PMMA- Steges nicht auf Anhub aus der Geometrie des Trägers ergibt. Insbesondere bei sehr hohen und schlanken Stegen wird sich die Zwangsbeanspruchung über die Höhe des Steges zur neutralen Mittelachse des Trägers hin abbauen. Nicht der gesamte Steg wird sich am Aufbau der Zwängungen beteiligen. Folglich sollte bei relativ hohen Trägern nicht die Dehnsteifigkeit des gesamten PMMA- Steges angesetzt werden, wenngleich dies zu konservativen Annahmen für die Zwangsschnittgrößen führen würde.

Um zu einer Abschätzung von zweckmäßigen Ansätzen für die mitwirkende Breite zu kommen hat Neubert eine große Anzahl an unterschiedlichen Trägergeometrien und Fugensteifigkeiten in seiner Diplomarbeit untersucht und mithilfe der oben angegebenen Gleichung die jeweilige mitwirkende Steghöhe zurückgerechnet und ausgewertet. Für die Ergebnisse der Untersuchungen sei an dieser Stelle auf [118] verwiesen.

Bislang blieb bei den vereinfachten Untersuchungen unberücksichtigt, dass sich die mechanischen Eigenschaften, also auch insbesondere der Elastizitätsmodul und die Lochleibungscharakteristiken von PMMA bei einem Temperaturwechsel sehr stark ändern. Daher muss die Ermittlung der Zwangskräfte für verschiedene Steifigkeitsszenarien mithilfe von Grenzbetrachtungen erfolgen. Insbesondere bei sehr hohen negativen Temperaturen nimmt außerdem die Sprödigkeit und Kerbempfindlichkeit der PMMA- Scheibe deutlich zu, was zu einem schlagartigen Versagen der Verbindung führen kann. Insbesondere bei frei bewitterten Trägern müssen ggf. weitere Maßnahmen zur Steigerung der Nachgiebigkeit der Verbindung ergriffen werden. Dies können zum Beispiel weiche Kunststoffhülsen sein. Da die Verbindung andererseits systembedingt auch statisch wirksam sein muss, tritt man hier in einen aufwendigen Optimierungsprozess ein.

2.4.1.5 Konstruktive Gesichtspunkte

Die Methoden der Verarbeitung von Holz und PMMA sind ähnlich. So eignen sich zur Bearbeitung von PMMA die bei der Holzverarbeitung üblichen Geräte. Allerdings müssen die entsprechenden Sägeblätter und Bohrer benutzt werden und die Angaben des Herstellers hinsichtlich Drehzahl, Schnittgeschwindigkeiten, Kühlung, etc. beachtet werden (siehe hierzu [25] und [24]). Bei dem in Abbildung 4-1 dargestellten Referenzprojekt für das neuartige Tragsystem aus Holz und PMMA, der Schlossgrabenbrücke in Darmstadt, wurde die Bearbeitung der PMMA- Stege komplett von dem ausführenden Holzbauunternehmen mithilfe deren CNC- Anlage durchgeführt. Die dadurch entstehenden Synergieeffekte waren sowohl für den sehr engen Zeitplan als auch für die Wirtschaftlichkeit des Brückenträgers von Vorteil.

Da bei der Verwendung von Holz im Außenbereich in der Regel ein konstruktiver Holzschutz notwendig wird, kann dieser bei der Kombination mit PMMA sehr leicht mit dem Witterungsschutz für den Kunststoff und der notwendigen Trennschicht zur Vermeidung von Spannungsrissen verbunden werden.

Die außen angeordneten Holzgurte der Holz- PMMA- Verbundträger erlaubt die Anwendung vieler aus dem Holzbau bekannter Verbindungs- und Anschlussdetails. Dadurch wird die Verbindung der Träger mit den übrigen Komponenten eines Bauwerks erheblich vereinfacht und eine Kombination mehrerer Verbundelemente zu einem Gesamttragwerk ermöglicht.

2.4.2 Verträglichkeit von PMMA mit dem gewählten Verbindungsmittel

In den vorangehenden Kapiteln wurde bereits gezeigt, warum sich die Verbindung von Holz und PMMA sehr gut mit Metallbolzen herstellen lässt. Allerdings muss auch bei den Verbindungsmitteln darauf geachtet werden, dass durch den direkten Kontakt des Stiftes zum PMMA keine Spannungsrisse im Bereich der Bohrungen auftreten können (vgl. [141]). Während Stahlbolzen diesbezüglich zunächst keine Probleme bereiten, können aber durch das Fetten der Bolzen und den Kontakt mit der menschlichen Haut trotzdem Spannungsrisse durch Verunreinigungen ausgelöst werden. Aus diesem Grund müssen unbedingt die Anweisungen des PMMA- Herstellers zur Bearbeitung von Lochleibungsverbindungen beachtet werden.

Dies schließt insbesondere auch die Verarbeitungsrichtlinien zum Bohren der Löcher im PMMA mit ein. Wie die später in Kapitel 4.4 näher beschriebenen Lochleibungsversuche an PMMA- Bauteilen zeigten, hängt die Tragfähigkeit der Bolzenverbindung ganz wesentlich von der Qualität der Bohrung im PMMA ab.

Beim Bohren muss darauf geachtet werden, dass nur materialgerechtes Werkzeug verwendet wird bzw. die Spiralbohrer zuvor werkstoffgerecht auf einen Spitzenwinkel von 60 bis 90° und einen Spanwinkel von 0 bis 4° umgeschliffen werden. Ein werkstoffgerechter Bohrer schabt anstatt zu schneiden, so dass Ausmuschelungen der Bohrung beim Austreten des Bohrers aus der PMMA- Scheibe vermieden werden können. Um Kerben am Bohrlochrand weitestgehend auszuschließen, sollten die Bohrungen darüber hinaus leicht angefast werden. Außerdem muss ab einer Materialstärke von 5 mm auf eine entsprechende Kühlung durch acrylglasverträgliche Bohrröle oder Kühlschmierstoffe geachtet werden.

Um optimale Bohrbedingungen zu erzielen, sollten die in [25] gemachten Angaben zu den empfohlenen Schnittgeschwindigkeiten, Bohrerdurchmessern und Drehzahlen beachtet werden. Richtig gebohrte Löcher besitzen seidenmatte fast durchsichtige Oberflächen der Bohrungswände (siehe Abbildung 2-51).

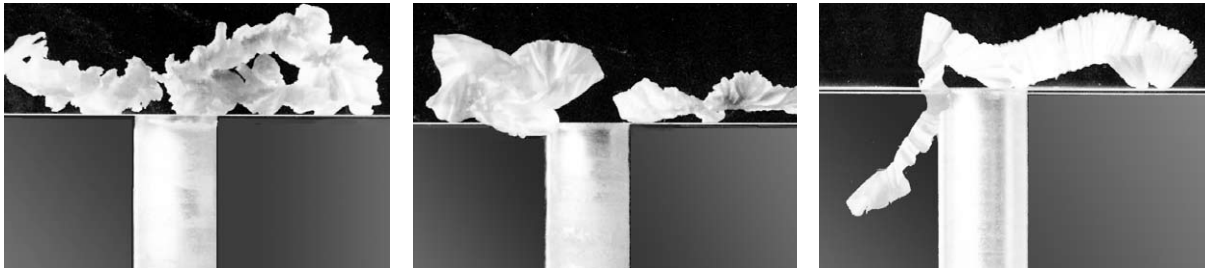


Abbildung 2-51: Bohrlöcher ([25]),
links: zu hohe Drehzahl / zu großer Vorschub: krümeliger Span
Mitte: zu niedriger Drehzahl / zu geringer Vorschub: verschmolzener Span
rechts: Drehzahl / Vorschub optimal: zusammenhängender Fließspan

In [56] dargestellte Untersuchungen zur Verwendung von Hülсен aus Kupfer zwischen Bolzen und Bohrlochrand ergaben geringfügig schlechtere Ergebnisse als bei Vergleichsprobekörpern ohne Hülсен. Die Steifigkeit gängiger Kunststoffhülсен liegt im Bereich der PMMA- Steifigkeit. Demzufolge ist im Gegensatz zu Lochleibungsverbindungen im Glasbau durch die Verwendung von Hülсен keine Steigerung der Tragfähigkeit zu erwarten.

Aufgrund der im Vergleich zu PMMA größeren Zähigkeit von Polyamid, konnten bei ersten Vorversuchen unter der Verwendung von Hülсен aus diesem Werkstoff erhöhte Festigkeiten der Lochleibungsverbindungen beobachtet werden. Außerdem könnten in das PMMA eingeklebte Polyamid- Hülсен mit dem zwei- bis dreifachen Bolzendurchmesser noch auf der Baustelle gebohrt werden, um so durch die genauere Übereinstimmung der Lochgeometrien in Holz und Kunststoff eine gleichmäßigere Verteilung der Lasten auf die einzelnen Bolzen zu erreichen. Allerdings liegen, abgesehen von den erwähnten Sondierungsversuchen, nur sehr wenige Erfahrungswerte und Informationen hinsichtlich dieser Konstruktionsart vor.

Bei flampolierten Bohrrändern ergaben sich in [56] ebenfalls schlechtere Ergebnisse. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass auch ein Tempern der gebohrten Proben keine signifikante Verbesserung der Bohrlochqualität zur Folge hat.

Auf diesen Erkenntnissen aufbauend wurden die PMMA- Probekörper für sämtliche weitere Lochleibungsversuche unter Berücksichtigung der beschriebenen Verarbeitungshinweise und ohne die weitere Verwendung von Hülсен oder Nachbearbeitungsschritten wie Tempern oder Flamppolieren von geschultem Fachpersonal des Werkstoffherstellers gefertigt.

3 Grundlagen zum Tragverhalten von Lochleibungsverbindungen in PMMA-Bauteilen

3.1 *Tragverhalten von Lochleibungsverbindungen*

3.1.1 Wirkungsweise

Bei der Lochleibung handelt es sich um eine wichtige Beanspruchungsart, die für den Werkstoff PMMA bisher noch nicht bzw. nicht ausreichend untersucht wurde. Sie bezeichnet das Werkstoffverhalten unter einer kleinflächigen Lasteinleitung, wie sie bei der Kraftübertragung durch einen Bolzen über die Kontaktfläche am Lochrand auftritt. Wird ein Bauteil in seiner ursprünglichen Form durch eine Lochung geschwächt, so hat dies einen großen Einfluss auf das Verhalten des ganzen Bauteils. Neben der Wirkung des Loches bzw. des fehlenden Materials müssen Phänomene wie die aus der Kerbwirkung resultierenden Spannungsspitzen und die Erhöhung der mittleren Spannungen im Restquerschnitt berücksichtigt werden.

Wird der Lochrand zusätzlich durch einen Bolzen belastet, treten darüber hinaus noch Spannungen im Bereich des Bohrloches auf, die über den Schaft des Bolzens in die Lochwand eingeleitet werden. Während die Leibungen der Löcher der zu verbindenden Bauteile auf Lochleibungsdruck belastet werden, erfährt der Bolzenschaft eine lokale Abscherbeanspruchung in der Ebene der Berührungsflächen. Bei einem schlanken Bolzen in einem entsprechend weichen Bauteil, wie z. B. bei Holz, kann aufgrund der möglichen Verformung zusätzlich noch Biegung im Verbindungsmittel auftreten (siehe Kapitel 2.3.2 und 5). Diese Bolzenbiegung verursacht ihrerseits eine ungleichmäßige Flächenpressung über die Wandstärke der zu verbindenden Bauteile. Wenn die Schrauben eine ausreichende Festigkeit besitzen und die Lochleibungsspannungen in den verbundenen Bauteilen ihre Grenzwerte noch nicht erreichen, besteht darüber hinaus die Möglichkeit, dass ein Bauteil, in diesem Fall ist das in der Regel die PMMA- Scheibe, im Bereich der Lochschwächung senkrecht zur Last aufreißt.

Aufgrund der hohen Duktilität der zu verbindenden Bauteile zählen Lochleibungsverbindungen im Stahlbau zu den Standardanschlüssen. Eine ausführliche Beschreibung der Schraubenverbindungen im Stahlbau inklusive der entsprechenden Nachweise und Konstruktionsregeln findet sich in [123], [102], [97], [91], [93], [87], [101] und [98]. Außerdem wird an dieser Stelle auf die bekannten Normen [7] und [17] verwiesen.

3.1.2 Kerbwirkung

Fast alle Bauteile weisen Stellen mit einer mehr oder weniger plötzlichen Änderung der äußeren oder inneren Kontur auf. Der an diesen als Kerben bezeichneten Stellen gestörte Kraftfluss führt zu örtlichen Spannungserhöhungen und kann deshalb ein vorzeitiges Versagen des gesamten Bauteils verursachen. Der Bruch geht dabei häufig von der Kerbstelle

aus, da der Werkstoff in ihrer Umgebung meist besonders hoch und dazu noch mehrachsig beansprucht wird.

Beispiele für Kerben sind wie in dem vorliegenden Fall Bohrlöcher, aber auch innere Fehlstellen (Einschlüsse), Querschnittsänderungen, Nuten, durch die Bearbeitung hervorgerufene Macken oder Fugestellen (z. B. Schweißnähte).

Die Änderung der Spannungsverteilung im Einflussbereich der Kerbe und die aus der Unstetigkeit folgende Wirkungsweise hinsichtlich des Verformungswiderstandes und der Festigkeit bezeichnet man als Kerbwirkung. Während sich die Spannungen in der Umgebung der Kerbe erhöhen (Spannungskonzentration), kommt es aus Gleichgewichtsgründen zu einer Verminderung in kerbfernen Querschnittsteilen. Die Spannung steigt also nicht nur proportional zur Schwächung des Querschnitts an, sondern sie nimmt in der Nähe der Kerbe sehr viel stärker zu.

Die daraus resultierende Verteilung der Spannungen kann mittels Kraftflusslinien veranschaulicht werden. Der Begriff „Kraftfluss“ ergibt sich aus der Betrachtung einer reibungsfrei fließenden, inkompressiblen Flüssigkeit. So wie ein Hindernis im Kanal von der Flüssigkeit umströmt werden muss, werden auch die Kraftflusslinien bei jedem Querschnittsübergang umgelenkt. Die Spannungsverteilung innerhalb eines Bauteils kann mit der Geschwindigkeitsverteilung der Flüssigkeit verglichen werden. Die Richtung der Kraftflusslinien entspricht der Hauptspannungsrichtung an diesem Punkt. Ihr Abstand ist ein Maß für die lokal wirkenden Spannungen, so wie die Stromliniendichte Aufschluss über die Strömungsgeschwindigkeit gibt. An den Stellen, an denen die Kraftflusslinien umgelenkt werden müssen, kommt es zu einer Konzentration und daher zu lokalen Spannungsspitzen.

Abbildung 3-1 zeigt die Störung des Kraftflusses in einer Scheibe durch ein Bohrloch. Dabei wird linear-elastisches Werkstoffverhalten vorausgesetzt, es gilt also das Hooke'sche Gesetz. Man erkennt, dass die Kraftlinien im Querschnitt durch den Kerbgrund nicht gleichmäßig verlaufen, sondern im Bereich der Kerbe enger nebeneinander liegen. Ihre Dichte ist ein Maß für die Höhe der Spannung. Die lokale Spannungskonzentration mit der maximalen Spannung im Kerbgrund ist in Abbildung 3-1 rechts dargestellt. Sie ist umso ausgeprägter, je geringer der Kerbradius und je tiefer die Kerbe ist. Aus Gleichgewichtsgründen muss die Spannung zum Rand des Bauteils hin unter die Nennspannung abfallen. Je höher sich die Spannungsspitze ausbildet, desto stärker klingt die Spannung mit zunehmender Entfernung von der stark beanspruchten Zone ab. Es ergibt sich ein von der Beanspruchung und Bauteilgeometrie abhängiger Spannungsverlauf.

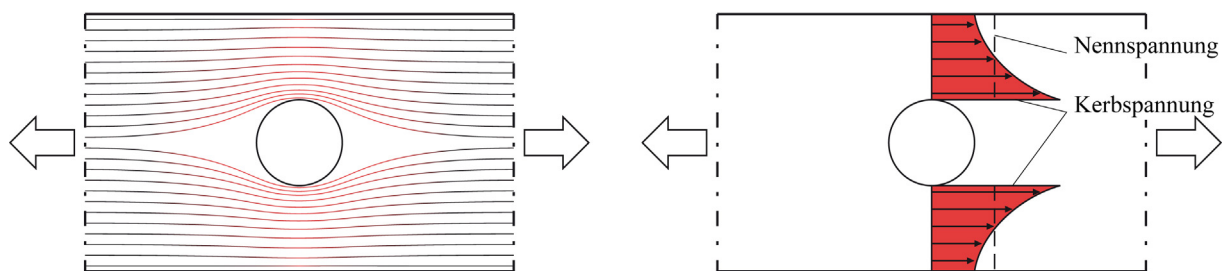


Abbildung 3-1: Stromlinienanalogie, links: gestörter Kraftfluss, rechts: Spannungsverteilung

Aufgrund der Querdehnungsbehinderung des Werkstoffs durch die Kerbe kommt es in diesem Bereich zur Ausbildung eines mehrachsigen Spannungszustandes. Neben der reinen Längsspannung treten daher weitere Spannungskomponenten auf. Bei dünnwandigen Scheibenbauteilen kann die Spannungskomponente in Dickenrichtung in der Regel vernachlässigt werden.

Sofern man von einem ungestörten Kraftfluss ausgeht, würde sich bei der dargestellten Lochscheibe bei reiner Zugbeanspruchung ein konstanter Spannungsverlauf über die verminderte Querschnittsfläche A_n einstellen. Die so nach der technischen Biegelehre ermittelte Spannung wird als (Netto-) Nennspannung σ_n bezeichnet und kann nach der folgenden Gleichung errechnet werden:

$$\sigma_n = \frac{F}{A_n}. \quad (3-1)$$

Die Nennspannung kann man auch auf den ungeschwächten Ausgangsquerschnitt A beziehen (Bruttonennspannung $\sigma_{n,br}$). Entsprechend ändert sich die Größe der Formzahl. Sie kann daher ohne Angabe des Bezugsquerschnitts mehrdeutig sein.

Wie bereits angeführt, hängt die Spannungsspitze im Kerbgrund von der Form und Größe der Kerbe sowie den Abmessungen der Scheibe ab. Allerdings sind nicht die absoluten Größen der Abmessungen entscheidend, sondern vielmehr die Abmessungsverhältnisse des vorliegenden Kerbproblems. Die Spannungserhöhung ist von der Höhe der Beanspruchung und vom Elastizitätsmodul des Materials unabhängig und wird von der Querkontraktionszahl nur begrenzt beeinflusst. Sie kann durch die Kerbformzahl α_k (andere Bezeichnung K_t) beschrieben werden. Die dimensionslose Formzahl ist bei linear-elastischem und isotropem Materialverhalten eine reine geometrische Rechengröße ohne tiefere physikalische Bedeutung und gibt an, um wie viel die maximal auftretende Spannung an der Kerbe größer ist als die Nennspannung im gekerbten Querschnitt:

$$\alpha_k = K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n}. \quad (3-2)$$

Da die Kenntnis der Formzahlen für die Bemessung von gekerbten Bauteilen von großer Bedeutung ist, finden sich für verschiedene Geometrien und Beanspruchungen empirische Formeln und Diagramme in den entsprechenden Tabellenwerken. Stellvertretend sei hier auf [124] und [129] verwiesen. Die dort zusammengestellten Informationen wurden zum einen analytisch mithilfe der Elastizitätstheorie und zum anderen numerisch durch FE-Berechnungen ermittelt. Darüber hinaus wurden Versuche mittels der Spannungsoptik oder Messungen mit Dehnungsmessstreifen ausgewertet. Als weiterführende Literatur zur Kerbspannungslehre ist [116], [160], [134], [164] und [165] hervorzuheben.

3.1.3 Einfluss des Werkstoffverhaltens

Jede Krafteinwirkung auf ein Bauteil verursacht zunächst elastische Formänderungen. Mit zunehmender Belastung ändert sich jedoch das Materialverhalten. Je nach Material können dabei zwei Grenzfälle beobachtet werden. Von einem duktilen Werkstoffverhalten spricht man, wenn sich das Bauteil oberhalb einer Grenzspannung durch plastisches Fließen verformt. Der plastische Teil der Gesamtformänderung geht bei dem Wegnehmen der Belastung nicht wieder zurück, er ist irreversibel. Es besteht weiterhin keine lineare Beziehung zwischen Spannung und Dehnung. Nach Überschreiten der Festigkeit führt die plastische Verformung schließlich zum zähen Bruch, der sich durch das Bilden einer Einschnürung ankündigt. Das duktile Bruchverhalten gilt daher als wesentlicher Sicherheitsfaktor für die Konstruktionen im Bauwesen, da durch die überelastischen Verformungen des Bauteils eine Vorwarnung des bevorstehenden Versagens feststellbar ist. Dieses Verhalten zeigen die meisten Metalle.

Bei einem spröden Werkstoffverhalten bricht das Bauteil oberhalb einer Grenzspannung ohne bemerkenswerte plastische Deformation. Der spröde Bruch erfolgt ohne vorheriges Fließen aus dem elastischen Spannungszustand heraus. Dabei verläuft eine Rissfront mit sehr hoher Geschwindigkeit von einem Anriss aus durch den Querschnitt des Bauteils hindurch und verursacht somit ein Auseinanderbrechen in zwei Teile (siehe Abbildung 3-2). Bei der Rissausbreitung werden ständig atomare Bindungen aufgetrennt. Um den Risswiderstand der atomaren Bindungskräfte zu überwinden, wird dabei Energie verbraucht. Die Bruchflächen bei einem Zugversagen stehen dabei rechtwinklig auf der Kraftrichtung. Dieses spröde Verhalten kann vor allem bei Glas und Keramik, aber ebenso bei etlichen Kunststoffen, wie z. B. auch PMMA beobachtet werden.

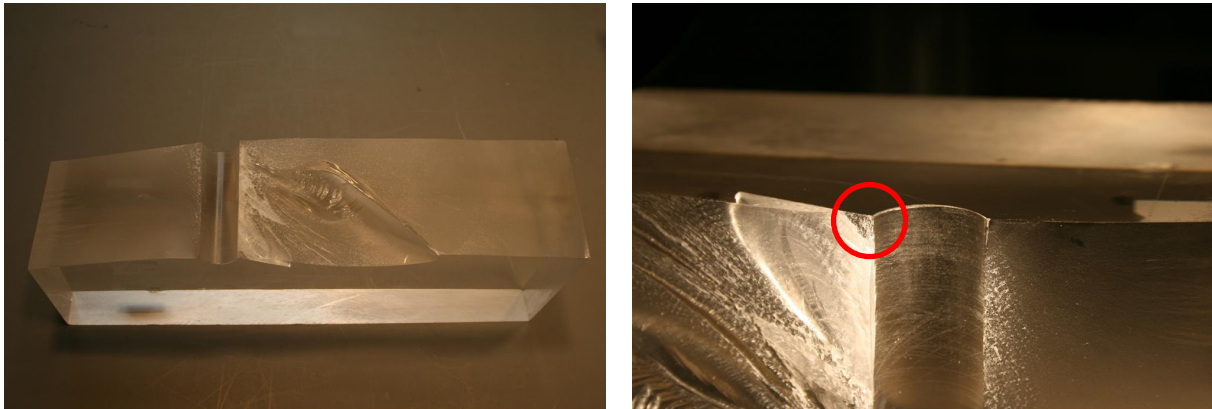


Abbildung 3-2: PMMA- Probekörper nach dem Lochleibungsversuch,
links: Bruchfläche des zerstörten Probekörpers
rechts: Rissursprung (Markierung) an der Oberfläche des Bohrlochs

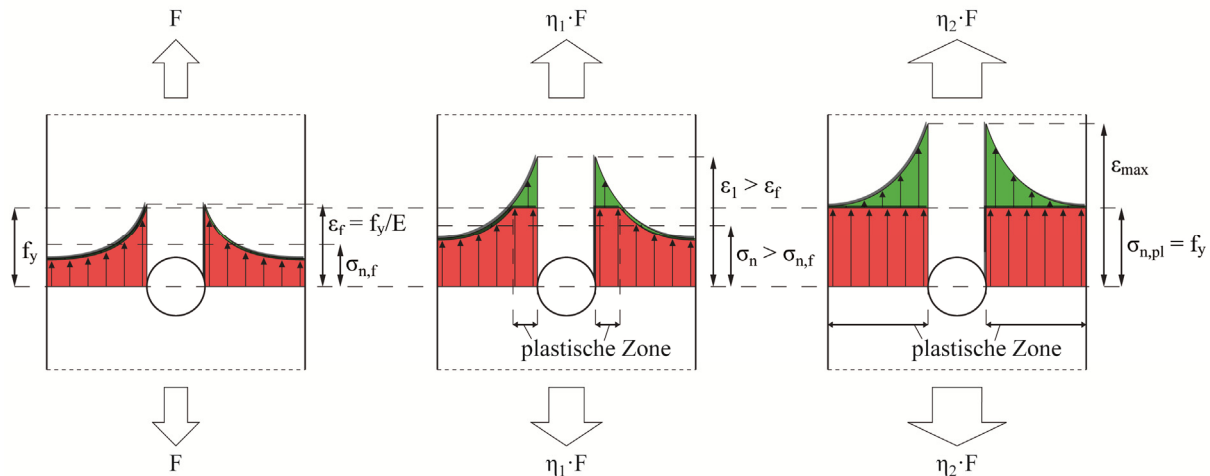
Auch wenn die plastische Verformung im Allgemeinen letztlich zum Verlust der Funktionsfähigkeit eines Bauteils führt, so kann der Sicherheitsfaktor gegen Fließen trotzdem niedriger angenommen werden, da sich ein Zähbruch durch plastische Formänderungen ankündigt. Im Sinne der Risikominimierung für die Nutzung eines Tragwerks ist die Duktilität eine wünschenswerte Materialeigenschaft. Demzufolge ist die Sicherheit gegen Bruch umso höher anzusetzen, je geringer die Verformungsfähigkeit des Materials ist.

Ein duktilen bzw. sprödes Materialverhalten kann allerdings nicht als Stoffeigenschaft verstanden werden, da die Beanspruchungsart und der damit einhergehende Spannungszustand einen wesentlichen Einfluss auf das Werkstoffverhalten hat. Wie in dem folgenden Kapitel beschrieben wird, kann PMMA unter Lochleibungsdruck am Bohrlochrand durchaus ein plastisches Verformungsvermögen zeigen (siehe Abbildung 2-32). Allerdings versagt der Restquerschnitt meist schon zuvor infolge der hohen Kerbspannungen seitlich am Bohrloch (siehe Abbildung 3-1), weil PMMA unter Zugbeanspruchung und bei üblichen Gebrauchstemperaturen ein sprödes Verhalten zeigt. Weitere Einflussgrößen, die das Werkstoffverhalten (Duktilität, Steifigkeit und Festigkeit) beeinflussen können, sind z. B. die Mehrachsigkeit, die Belastungsgeschwindigkeit und die Umgebungstemperatur.

3.1.4 Lochleibungsverbindungen bei duktilen Werkstoffen

Als Duktilität eines Werkstoffes bezeichnet man sein Vermögen, sich vor dem Bruch plastisch zu verformen. Je duktiler das Material ist, umso größer ist seine Bruchdehnung. Wird ein gekerbtes Bauteil aus einem duktilen Material, wie zum Beispiel ein Blech in einer Scher-Lochleibungsverbindung im Stahlbau, durch einen Bolzen beansprucht, so verformt es sich zunächst elastisch. Sobald die sich einstellende Spannungsspitze am Bohrloch die Streckgrenze erreicht hat, setzt zuerst nur hier ein Fließen des Stahls ein und der Kerbgrund beginnt zu plastizieren (siehe Abbildung 3-3, links). Im Gegensatz zu dem in nächsten Kapitel beschriebenen spröden Material führt diese Belastung noch nicht zum Versagen der Verbindung, da die Bruchdehnung an dieser Stelle noch nicht erreicht wurde.

Mit Steigerung der Last breiten sich die plastischen Verformungen zum äußeren Rand des Bauteils aus. Man spricht in dem Fall von einer Belastung im teilplastischen Bereich (siehe Abbildung 3-3, Mitte). Unter der Voraussetzung eines linear-elastisch idealplastischen Werkstoffverhaltens kann zwar die äußere Belastung weiter gesteigert werden, allerdings können die plastifizierten Bereiche keine weitere Last mehr aufnehmen, da die Kerbgrunddehnung verglichen mit der Belastung überproportional stark zunimmt. Dadurch verringert sich wiederum die Spannungsüberhöhung im Kerbgrund. Ausgehend vom Bohrloch breiten sich in beide Richtungen plastische Zonen so weit aus, bis dass der vollplastische Zustand erreicht ist und der gesamte Querschnitt plastisch ist (siehe Abbildung 3-3, rechts). Für die zugehörige Traglast kann näherungsweise eine konstante Spannung angesetzt werden. Bezüglich der Tragfähigkeit des gekerbten und ungekerbten Bauteils unter der Voraussetzung gleicher Querschnittsfläche besteht hier kein wesentlicher Unterschied.



**Abbildung 3-3: Korbwirkung bei duktilem Materialverhalten (rot: Spannung, grün: Dehnung), links: Fließbeginn bei Erreichen der Streckgrenze an der Spannungsspitze
Mitte: Ausbildung einer plastischen Zone, ausgehend vom Korbgrund
rechts: vollplastischer Zustand**

Da durch die Plastifizierung Spannungen im Korbgrund abgebaut werden können, kann die in den vorhergehenden Kapiteln für linear-elastische Materialien beschriebene Korbformzahl α_k nicht direkt auf duktile Werkstoffe übertragen werden. Nach dem Überschreiten der Elastizitätsgrenze bleibt das Verhältnis zwischen der maximalen Spannung und der Nennspannung aufgrund der deutlichen Abweichung vom Hooke'schen Gesetz nicht mehr konstant und hängt entscheidend vom Werkstoff ab. Außerdem sind die Formzahlen im teilplastischen Bereich unterschiedlich für Spannungen und Dehnungen. Während die Spannungsformzahl kontinuierlich kleiner wird und sich dem Wert 1 annähert, steigt die Dehnungsformzahl immer weiter an. Eine von Neuber ([116]) abgeleitete Näherungsgleichung ermöglicht hierzu eine einfache Abschätzung. Sie besagt, dass das Produkt aus Spannungs- und Dehnungsformzahl im plastischen Bereich konstant bleibt. Der Wert ist derselbe, der sich auch für das Produkt im elastischen Bereich eingestellt hat:

$$K_{t,\sigma} \cdot K_{t,\epsilon} = K_t^2. \quad (3-3)$$

Für weiterführende Informationen zu diesem Thema wird auf [164], [134], [165], [139] und [133] verwiesen.

Bei Lochleibungsverbindungen im Stahlbau erfolgt der Nachweis des Grundmaterials bei vorwiegend ruhender Belastung unter der Annahme eines durchplastizierten Querschnitts. Durch diese Vorgehensweise ist eine gleichmäßige Ausnutzung der Anschlussfläche möglich. Dabei muss die über den Querschnitt gemittelte Spannung unter Berücksichtigung der Sicherheitsbeiwerte aus der entsprechenden Norm kleiner sein als die aus Versuchen ermittelte Grenzspannung. Abbildung 3-4, rechts zeigt die vereinfachten Spannungsverläufe, wie sie im Stahlbau bei Lochleibungsverbindungen Anwendung finden.

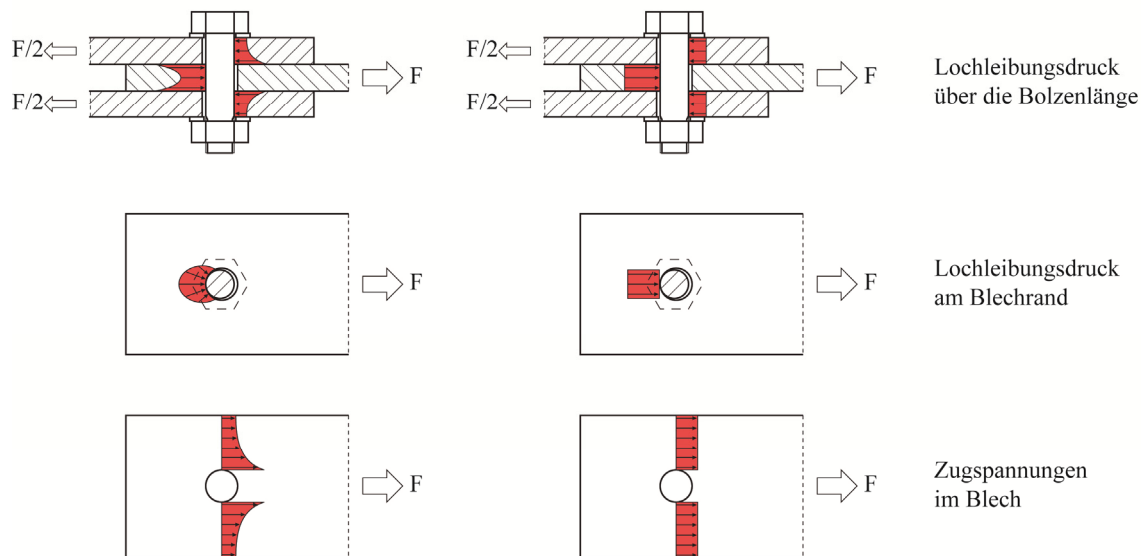


Abbildung 3-4: Spannungsverteilung in Scherlocheibungsverbindungen des Stahlbaus, links: Verteilung nach der Elastizitätstheorie (elastischer Bereich) rechts: rechnerisch angenommene Verteilung (plastischer Bereich)

Sowohl für die Schubspannung im Schraubenschaft als auch für die Normalspannung im Nettoquerschnitt des Blechs und den Lochleibungsdruck am Blechrand wird ein konstanter Spannungsverlauf angenommen, obwohl der Spannungsverlauf unter Gebrauchslast eher der Darstellung in Abbildung 3-4, links entspricht. Diese Annahmen vereinfachen die Berechnung und sind durch die Konstruktions- und Bemessungsvorschriften entsprechend abgesichert. Der Ermüdungseinfluss wird bei Lochleibungsbeanspruchungen im Stahlbau durch gegenüber der statischen Lastsituation abgeminderte zulässige Tragspannungen erfasst.

Eine Übertragung des dargestellten Verfahrens für duktile Werkstoffe auf spröde Materialien ist aufgrund des unterschiedlichen Werkstoffverhaltens nicht möglich. Daher wird im folgenden Abschnitt auf die Kerbwirkung bei spröden Werkstoffen eingegangen.

3.1.5 Lochleibungsverbindungen bei spröden Werkstoffen

Bei einem spröden Material mit geringem plastischem Formänderungsvermögen ist die Kerbwirkung von ganz entscheidender Bedeutung, da es durch Kerbwirkung oder lokale Lasteinleitung entstehende Spannungsspitzen nicht wie das duktile Material mit seinem ausgeprägten Fließvermögen einfach durch Umlagerung abbauen kann. Im Allgemeinen kann man bis zum Versagen von einem elastischen Verformungsverhalten ausgehen, so dass die maximal aufnehmbare Last durch die aus der Elastizitätstheorie errechnete Kerbspannung bestimmt wird.

Wenn bei einem gekerbten Bauteil mit sprödem Werkstoffverhalten, wie beispielsweise bei einer Lochleibungsverbindung zwischen zwei PMMA-Scheiben, die maximale Spannung an der Kerbe die Zugfestigkeit R_m des Materials erreicht hat, dann entsteht im Kerbgrund ein Riss. Dadurch wird zum einen die tragende Querschnittsfläche geschwächt, zum anderen verstärkt sich auch die Kerbwirkung deutlich, da die Kerbe noch tiefer und schärfer (Kerbradius nimmt ab) wird.

Der Riss verursacht an der Kerbe aufgrund seiner Schärfe plötzlich eine vielfach höhere Kerbzahl α_k , in dessen Folge eine sehr schnelle Rissausbreitung zu beobachten ist, die schließlich in der Regel zu einem plötzlichen Trennbruch ohne Vorankündigung führen wird. Für das Versagen eines gekerbten Bauteils aus einem spröden Material gilt die folgende Bedingung:

$$\sigma_{\max} = \alpha_k \cdot \sigma_n = R_m \quad (3-4)$$

Um ein Versagen infolge der Kerbwirkung mit einer entsprechenden Sicherheit zu verhindern, muss demnach die folgende Gleichung erfüllt sein:

$$\sigma_n \leq \frac{R_m}{\alpha_k \cdot \gamma_M} \quad (3-5)$$

γ_M : Teilsicherheitsbeiwert für das Material.

Für den direkten Lochleibungsdruck auf den Bohrlochrand weisen manche spröde Materialien hingegen ein gewisses Formänderungsvermögen auf. Auch PMMA ist unter der Bolzendruckbeanspruchung in gewissen Grenzen in der Lage, einen Spannungsausgleich durch Plastizieren zu ermöglichen (siehe Abbildung 2-32). Diese Beobachtung wird auch durch [33] und [72] bestätigt. Wie im nächsten Kapitel noch näher beschrieben, ist der reine Bolzendruck aber in der Regel nicht maßgebend für den Bruch des Bauteils, da es bereits vorher zu einem Wangenbruch des Restquerschnitts kommt, der durch die maximale Zugspannung an der Kerbe ausgelöst wird. Die Beanspruchung des PMMA durch die reine Lochleibungspressung ist für die Bemessung somit von eher untergeordneter Bedeutung.

3.2 Grundlagen zu Lochleibungsverbindungen in PMMA-Bauteilen

3.2.1 Versagensarten bei einer Lochleibungsverbindung

Will man Lochleibungsverbindungen in Bauteilen aus PMMA konstruieren und bemessen, muss man ihr grundlegendes Tragverhalten und die Prinzipien der Kraftübertragung verstehen. Dies beinhaltet auch die spezifischen Eigenschaften der zu verbindenden Materialien und die Geometrien der einzelnen Bauteile und Verbindungsmittel. Ausgangspunkt für die weiteren Betrachtungen sind die allgemeinen Anmerkungen des vorigen Kapitels.

Nach dem Überwinden des Haftreibungswiderstands aus dem Anzug der Schrauben tritt zunächst ein leichter Schlupf ein, bis dass der Schaft des Bolzens schließlich an der Lochwandung anliegt. Jetzt werden sowohl die Schrauben als auch die PMMA-Scheibe in verschiedener Weise beansprucht. Als Beispiel soll hier ein zweischnittiger Anschluss zwischen PMMA-Scheiben dienen, der eine Zugkraft überträgt (siehe Abbildung 3-5).

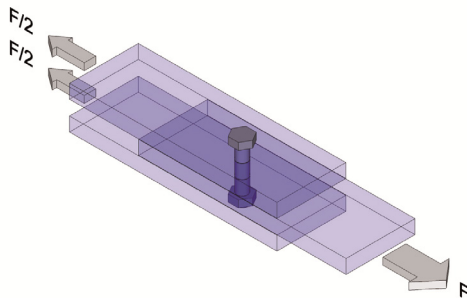


Abbildung 3-5: Zweischnittige Lochleibungsverbindung

Für das Verständnis des Tragverhaltens der Bolzenverbindungen empfiehlt sich eine Kategorisierung nach den verschiedenen möglichen Versagensmodi einer solchen Verbindung. In Abbildung 3-6 werden sechs mögliche Versagensarten gegenübergestellt. Abhängig von der Geometrie des Anschlusses sind auch Kombinationen aus den unterschiedlichen Versagensmodi möglich.

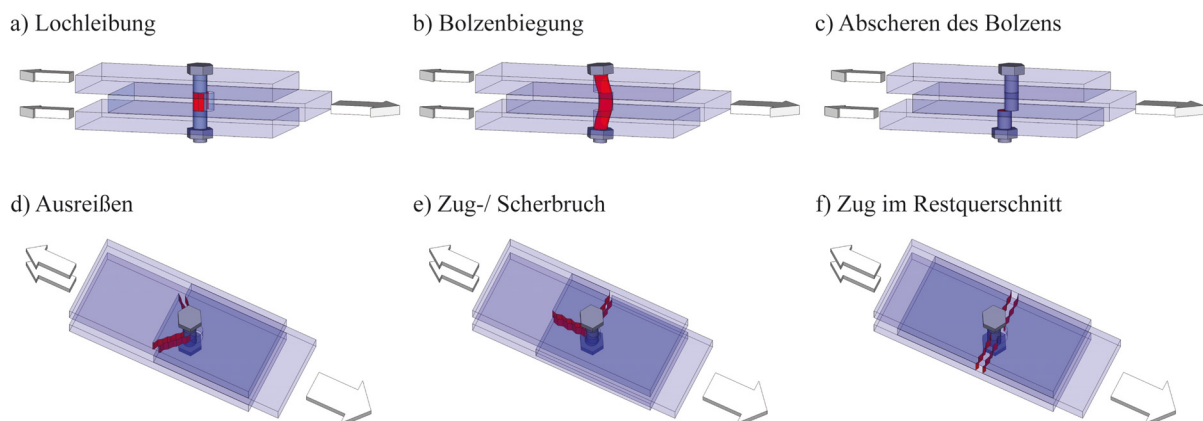


Abbildung 3-6: Mögliche Versagensarten bei einer Lochleibungsverbindung

Bei dünnen PMMA- Scheiben und entsprechend großen Abständen zu den seitlichen Rändern kann der Lochleibungsdruck im Druckpunkt des Bolzens sehr groß werden. Versagenskriterium a) zeigt als Folge dessen ein unzulässiges Aufweiten der Bohrlöcher durch eine Stauchung und Quetschung der Scheibe an den Leibungen. Maßgebend sind hierbei - neben der gegebenen Lochleibungsfestigkeit von PMMA - der Bolzendurchmesser und die Scheibenstärke.

Aufgrund des spröden Werkstoffverhaltens von PMMA ist dieses Versagen nur selten zu beobachten. Es kommt zwar zu einem leichten Fließen am Bohrloch, der endgültige Bruch der Verbindung basiert aber meist auf einem anderen Versagensmodus. Bei der Verwendung von schlagzäh modifiziertem PMMA kommt es hingegen aufgrund seiner Möglichkeit des Plastizierens schon eher zu diesem Verhalten. In Abbildung 3-7 sind durch den Bolzen aufgeweitete Löcher in extrudiertem (links) und in schlagzäh modifiziertem (rechts) PMMA dargestellt.



Abbildung 3-7: Lochleibungsdruck bei extrudiertem und bei schlagzäh modifiziertem PMMA

Ein Versagen infolge einer Biegebeanspruchung der Bolzen, Versagensmodus b), kommt bei kurzen Verbindungen zwischen PMMA und Stahlblechen nicht vor. Sie wird daher in der Regel bei der Bemessung, die nach DIN 18800 ([7]) bzw. Eurocode 3 ([17]) erfolgen kann, nicht explizit weiterverfolgt. Bei Verbindungen in Kombination mit Holz, wie in Abschnitt 2.3.2 dargestellt, ist der Bolzen so weich im Holzbauteil gebettet, dass es zu erheblichen Biegemomenten in dem Verbindungsmittel kommen kann (siehe Abbildung 3-8, links). Damit verbunden ist dann auch immer eine über die Dicke der PMMA- Scheibe ungleichmäßige Flächenpressung, die zu plastischen Verformungen an der Außenseite des Loches führen kann (siehe Abbildung 3-8, rechts). In diesem Fall wird die Bolzenbiegung bei der Bemessung der Verbindung berücksichtigt. In Kapitel 5 wird auf diese Versagensart noch näher eingegangen.

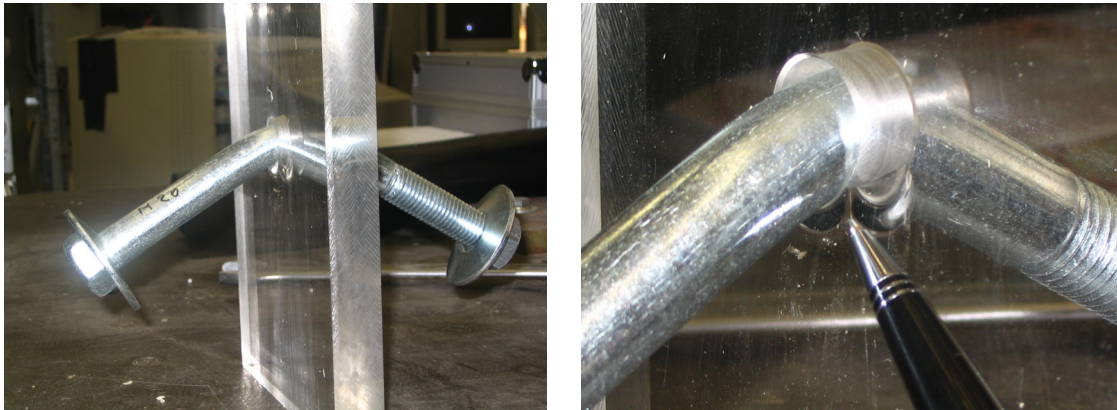


Abbildung 3-8: links: Bolzenbiegung, rechts: Plastizieren der PMMA- Scheibe am Bohrloch

Wenn die Schubspannungen vom Bolzenschaft bei großen Scherkräften nicht mehr aufgenommen werden können, tritt Versagensmodus c), nämlich ein Abscheren der Bolzen, auf. Maßgebend für die Tragkraft ist der Durchmesser des Bolzenschaftes. Bei der Durchführung von mehreren Hundert Versuchen zur Lochleibung von PMMA konnte nicht ein einziges Mal beobachtet werden, dass die Abschertragfähigkeit der Schrauben tatsächlich überschritten wurde. Aufgrund der hohen Festigkeit des Stahls im Vergleich zum PMMA kam es immer zuerst zu einem Versagen des Thermoplasts. Die Bemessung des Bolzens kann nach DIN 18800 ([7]) oder Eurocode 3 ([17]) erfolgen. Auch die Richtlinie „Tragende Kunststoffbauteile im Bauwesen“ ([31]) verweist an dieser Stelle auf den Abschernachweis in den genannten Normen. Der Versagensfall wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter behandelt.

In Abbildung 3-9 ist eine abgescherte Schraube eines Punkthalters zur Befestigung einer PMMA- Scheibe dargestellt. In diesem Fall hatte der Punkthalter und damit die Lochbohrung in der Scheibe einen wesentlich größeren Durchmesser als die Schraube, mit der der Punkthalter an der Unterkonstruktion montiert war, so dass bei diesem Versuch tatsächlich die Schraube auf Abscheren versagte.



Abbildung 3-9: Abscheren der Schraube

Bei der Versagensart d), Ausreißen, spielen neben den lokalen Geometriewerten wie Scheibendicke und Bolzendurchmesser auch noch globale Geometriewerte, wie die Randabstände, eine große Rolle. Beim Ausreißen ist der Randabstand in Kraftrichtung zu gering (siehe Abbildung 3-10, links). Dementsprechend ist es relativ einfach, diesen Versagensmodus durch eine gezielte Auslegung der Geometrie der Bolzenverbindung auszuschließen. Alioglu hat in [32] Ergebnisse zu zahlreichen Lochleibungsversuchen mit verschiedenen Randabständen in Kraftrichtung dokumentiert und konstruktive Vorschläge für die geometrischen Abmessungen in Bolzenreihen und zum Rand angegeben.



Abbildung 3-10: links: Ausreißen in der PMMA- Scheibe, rechts: Zug-/ Scherbruch

Danach kommt es nur bei einem Randabstand von nicht mehr als dem Zweifachen des Bolzendurchmessers zu einem Ausreißen des Bolzens aus der PMMA- Scheibe. Diese Versagensart sollte durch konstruktive Maßnahmen ausgeschlossen werden. In Kapitel 6 werden zu diesem Thema weitere Angaben gemacht.

Zu einem kombinierten Versagen e) durch einen Zug-/ Scherbruch kommt es nach [32] bei einem Randabstand, der zwischen dem Zwei- und dem Fünffachen des Bolzendurchmessers liegt (siehe Abbildung 3-10, rechts). Das Versagen tritt dabei etwa gleichzeitig im Restquerschnitt und im Druckpunkt des Bolzens auf. Allerdings kommt es auch bei diesen Geometrieverhältnissen bereits in einigen Fällen zum reinen Wangenbruch (siehe Abbildung 3-6).

Grundsätzlich ist zu diesen beiden letztgenannten Versagen anzumerken, dass sie sich von der Bruchgeometrie her zwar als „Scherbrüche“ einordnen lassen, dass aber immer ein Trennbruch infolge der Überschreitung der Zugfestigkeit an einer bestimmten Stelle eintritt. Der eigentliche Verlauf des Trennrisses hängt dann von den Materialeigenschaften und der Geometrie des Probekörpers ab. Das Versagen geht aber grundsätzlich von der Schwächung durch das Bohrloch aus. Maßgebend wird auch in diesen Fällen die durch die Kerbwirkung hervorgerufene Spannungsspitze, welche bei dem spröden Werkstoff PMMA direkt zum Bruch führt (siehe Abschnitt 3.1).

Die als letzte dargestellte Versagensart ergibt sich aus der Lochschwächung der PMMA-Scheiben und der damit verbundenen Erhöhung der Zugbeanspruchung im Restquerschnitt. Wie in Kapitel 3.1 geschildert, konzentrieren sich die Spannungen aufgrund der Kerbwirkung des Bohrlochs zusätzlich im Kerbgrund, so dass es bei der Überschreitung der Zugfestigkeit schließlich zum Wangenbruch kommt. Dieses Versagen konnte bei den zahlreichen Versuchen mit großem Abstand am häufigsten beobachtet werden. Hauptgrund dafür ist das fehlende Formänderungsvermögen des Kunststoffes unter Zugbeanspruchung. Dadurch wird die Kerbwirkung in der PMMA-Scheibe fast immer maßgebend für das Versagen der Verbindung.

Hierbei spielt der Randabstand nicht die entscheidende Rolle. Auch bei breiten Probekörpern mit einem sehr großen Randabstand kam es zu einem Wangenbruch infolge der Kerbwirkung. Abbildung 3-11 zeigt einen zerstörten Probekörper mit einem kleinen Restquerschnitt und einen mit einem im Verhältnis zum Bolzendurchmesser sehr groß gewählten Randabstand. In beiden Fällen führte Versagensart f) zum Bruch.

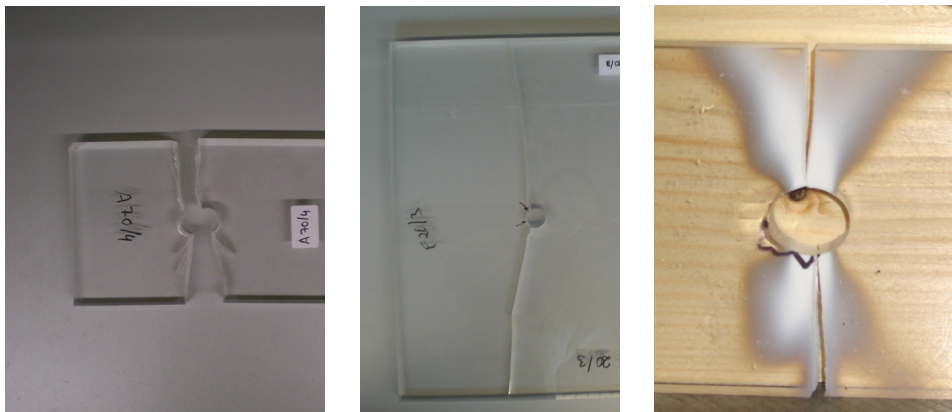


Abbildung 3-11: Zugversagen des Scheibenrestquerschnitts,
links: Probekörper mit kleinem Randabstand senkrecht zur Kraftrichtung
Mitte: Probekörper mit großem Randabstand senkrecht zur Kraftrichtung
rechts: Probekörper aus schlagzäh modifiziertem PMMA

Außerdem ist in dieser Abbildung rechts ein Probekörper aus schlagzäh modifiziertem PMMA zu sehen, bei dem vor dem Zugversagen eine ausgedehnte plastische Verformung stattfand, die man aufgrund der Weißfärbung des Materials im Bereich der plastischen Zone noch sehr gut sehen kann. Wie später in Kapitel 4.4 weiter ausgeführt wird, ist auch die Qualität der Bohrung wesentlich für die Tragfähigkeit des Restquerschnitts. Denn eine Fehlstelle am Bohrrand erhöht die Formzahl der Kerbe zusätzlich.

Die besonderen Eigenschaften des Werkstoffes PMMA spiegeln sich in den bei der Durchführung der Versuche überwiegend beobachteten Versagensarten wider. In Abhängigkeit von den gegebenen Materialcharakteristika von PMMA lassen sich für praxisrelevante Rand- und Lochabstände bereits im Vorfeld einige Versagensmodi ausschließen. Durch die Verwendung von Stahl als Bolzenmaterial können die Versagensarten b) und c) aufgrund der hohen Festigkeit wie oben beschrieben nahezu ausgeschlossen werden. Eine Überprüfung nach der aktuellen Stahlbau-Norm sollte jedoch erfolgen. Bei einer Verbindung mit Holz muss die Bolzenbiegung allerdings auf jeden Fall berücksichtigt werden.

Wegen der im Vergleich zur Zugfestigkeit deutlich höheren Druckfestigkeit von unmodifiziertem PMMA ist ein Versagen nach Modus a) möglich, aber nicht oft zu beobachten. Bei PLEXIGLAS[®] Resist treten am Bohrloch größere bleibende Verformungen auf, aber der Bruch passiert in der Regel auch hier im Restquerschnitt. Ein Versagen, das durch die Überschreitung der Schubfestigkeit in der zu fügenden PMMA- Scheibe auftritt, ist wegen der Sprödigkeit des Werkstoffes nahezu auszuschließen. Die Versagensarten d) und e) können durch das Einhalten von Mindestrandabständen ausgeschlossen werden (siehe Abschnitt 4.2).

Bei den durchgeführten Versuchen konnten die Ergebnisse von Apolony ([33]), Gleiter ([72]), Eckhardt ([56]) und Alioglu ([32]) bestätigt werden. Der in der Regel maßgebende Versagensfall ist der oben beschriebene Wangenbruch, Modus f), infolge der maximalen Hauptzugspannung am Bohrlochrand.

3.2.2 Festigkeitshypothesen für das Versagen von PMMA

Das Ziel von Festigkeitshypothesen ist es, eine Aussage darüber zu machen, unter welchen Umständen ein Werkstoff versagt. Da die in der Praxis vorkommenden Bauteile im Gebrauchszustand meistens einem mehrachsigen Spannungszustand aus einer Überlagerung von verschiedenen Belastungen unterliegen, muss für eine sichere Lastabtragung geklärt werden, unter welcher Beanspruchungskombination ein Bauteil seine Tragfähigkeit verliert. Die Basis für die Bestimmung der Tragfähigkeit eines Bauteils sind dabei in der Regel Experimente unter speziellen, meist einfachen Belastungszuständen. Eine Versuchsanordnung, die es ermöglicht, alle Bauteil- und Beanspruchungseigenschaften allgemein abzubilden, ist nicht existent.

Die verschiedenen bekannten Festigkeitshypothesen versuchen, die Ergebnisse aus einfachen Experimenten (z. B. Druck- oder Zugversuche) auf die reale Beanspruchung eines Bauteils anzuwenden. Dabei wird ein mehrachsiger Spannungszustand in einen äquivalenten einachsigen Spannungszustand überführt und den Materialkennwerten aus dem Versuch gegenübergestellt.

Die jeweils zu ermittelnde Vergleichsspannung soll also den Gesamtspannungszustand des Bauteils repräsentieren und kann somit mit den einachsig ermittelten Kennwerten aus den Versuchen verglichen werden. Hierfür muss das Materialverhalten des vorliegenden Werkstoffes unbedingt berücksichtigt werden. Insbesondere aufgrund des grundsätzlich unterschiedlichen Werkstoffverhaltens von spröden und duktilen Materialien wurden verschiedene Festigkeitshypothesen entwickelt. Für die Wahl einer unter den vorliegenden Randbedingungen geeigneten Hypothese müssen zuerst die für das Versagen maßgebende Beanspruchungsgröße und deren kritischer Wert aus Versuchen bestimmt werden.

Für Materialien, die wie PMMA ein sprödes Werkstoffverhalten aufweisen, wird häufig die von Rankine, Lamé und Navier formulierte Normalspannungshypothese verwendet, da diese ein eingeschränktes Verformungsvermögen voraussetzt. Dabei wird das Material durch zwei Kennwerte, die Zug- und die Druckfestigkeit, beschrieben. Unter statischer Beanspruchung tritt bei Erreichen einer der beiden Grenzen durch die maximale Hauptnormalspannung ein verformungsloser Trennbruch ein. Dieser kann allerdings nur durch Zugspannungen ausgelöst werden. Bei ideal spröden Werkstoffen ist der untere Grenzwert dem Betrag nach oft deutlich größer als der obere. Die obere Grenze entspricht der Zugfestigkeit R_m . Daraus ergibt sich die folgende Festigkeitsbedingung für $\sigma_1 > 0$:

$$\sigma_v = \sigma_1 \leq \frac{R_m}{\gamma_M}. \quad (3-6)$$

Die größte Normalspannung muss aus der gegebenen Belastungssituation errechnet werden. Bei der Lochleibungsbeanspruchung einer PMMA- Scheibe geringer Dicke kann in der Regel von einem ebenen Spannungszustand ausgegangen werden. Deshalb kann die Vergleichsspannung hier direkt in Abhängigkeit von den Lastspannungen ausgedrückt werden:

$$\sigma_v = \sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}. \quad (3-7)$$

Da PMMA bei einer Druckbeanspruchung deutlich höhere Spannungen als bei einer reinen Zugbelastung abtragen kann und zudem in diesem Fall ein anderes Materialverhalten und Versagen beobachtet werden kann (siehe dazu [72]), ist die Normalspannungshypothese alleine nicht ausreichend, um das Verhalten von PMMA unter Druckbeanspruchung zu erklären. Auf andere Versagenshypothesen, wie z. B. die von Mohr, wird an dieser Stelle aber nicht weiter eingegangen, da bei der untersuchten Lochleibungsproblematik beim Werkstoff PMMA immer ein Zugversagen maßgebend wird, das durch die maximale Tangentialspannung am Loch, die hier direkt der größten Hauptnormalspannung entspricht, ausgelöst wird. Dies bestätigen die durchgeführten Versuche, bei denen es immer zu einem normalflächigen Bruch kam (siehe Abbildung 3-2). Dabei fiel die Bruchfläche mit der Schnittfläche zusammen, in der die größte Hauptnormalspannung (Zug) wirkte.

Ein Ziel dieser Arbeit ist es, diese maximalen Zugspannungen durch einen analytischen Ansatz zu bestimmen (siehe Kapitel 4.2) und in ein Bemessungskonzept einzubinden.

3.2.3 Relevante Aspekte der Bruchmechanik

Jedes Bauteil weist in der Praxis aus verschiedenen Gründen mehr oder weniger große Anrisse oder rissartige Defekte auf. Mögliche Ursachen dafür können herstellungsbedingte Fehler, Werkstoffermüdung beim Betrieb, Spannungskorrosion oder Bearbeitungsfehler sein.

Insbesondere durch das Bohren der Löcher für eine Lochleibungsverbindung von PMMA-Bauteilen können von kleinen Macken bis hin zu größeren Ausmuschelungen und Kerben am Bohrungsrand (siehe Kapitel 2.4.2) erhebliche Defekte hervorgerufen werden, die bei der Bemessung der Verbindung unbedingt berücksichtigt werden müssen (siehe Abbildung 3-12). Aus diesem Grund wird auf eine entsprechende Kategorisierung verschiedener Bohrlochqualitäten später noch einzugehen sein (siehe Abschnitt 4.4).



Abbildung 3-12: Defekte am Bohrungsrand

Die Bruchmechanik soll an dieser Stelle eine Auskunft darüber geben, inwiefern und unter welcher Last eine Ausbreitung der Risse stattfindet, damit eine sichere Bemessung des Bauteils möglich wird. Sie gibt Bedingungen bezüglich der Spannungen und Risslängen an, die eine Vergrößerung eines Risses für eine gegebene Geometrie und Lastsituation beschreiben. Aufbauend auf Abschnitt 3.1.2 können Risse als besonders scharfe Kerben angesehen werden. Die bei Kerben verwendeten Methoden zur Bestimmung der Spannungsspitzen können nicht direkt auf einen Riss angewendet werden, da bei einem unendlich scharfen Kerb die Kerbformzahl und somit auch die Spannungen als Grenzfall an der Rissspitze unendlich groß werden würden (Singulartät). Unter der Voraussetzung linear elastischen Werkstoffverhaltens ergäbe sich damit eine Grenzspannung die gegen Null strebt. Die Erfahrung zeigt allerdings, dass auch gerissene Strukturen noch Lasten abtragen können. Dies erklärt sich zum einen durch den Umstand, dass auch an der Rissspitze tatsächlich noch ein endlicher Kerbradius vorhanden ist, und zum anderen auch bei spröden Materialien eine gewisse Fähigkeit des Plastizierens an der Rissspitze gegeben ist. Aus diesem Grund können die Spannungen begrenzt werden.

Nach der Beanspruchungsrichtung am Riss werden in der Bruchmechanik drei charakteristische Belastungsfälle unterschieden, die mit Modus I bis III bezeichnet werden (siehe Abbildung 3-13). Der Fall, bei dem die größte Normalspannung senkrecht auf den Rissflächen steht, wird zu Modus I bestimmt. Bei Zugspannungen öffnet sich der Riss dementsprechend, während bei Druckspannungen die Kräfte weitestgehend wie bei einer Situation ohne Riss übertragen werden können. Die Modi II und III beschreiben unterschiedlich gerichtete Schubbeanspruchungen der Rissflanken, bei denen sich der Riss nicht öffnet. Dabei reiben die Rissflanken aufeinander, wodurch Reibenergie verbraucht wird. Deshalb schreiten Risse bei dieser Beanspruchungsart langsamer fort als im Modus I. Früher oder später stellt sich bei einem homogenen Werkstoff der Modus I ein. Daher ist er für die Rissausbreitung entscheidend. Dies gilt insbesondere für den spröden Werkstoff PMMA, dessen Versagen ohnehin weitestgehend durch die größte Hauptspannung bestimmt wird.

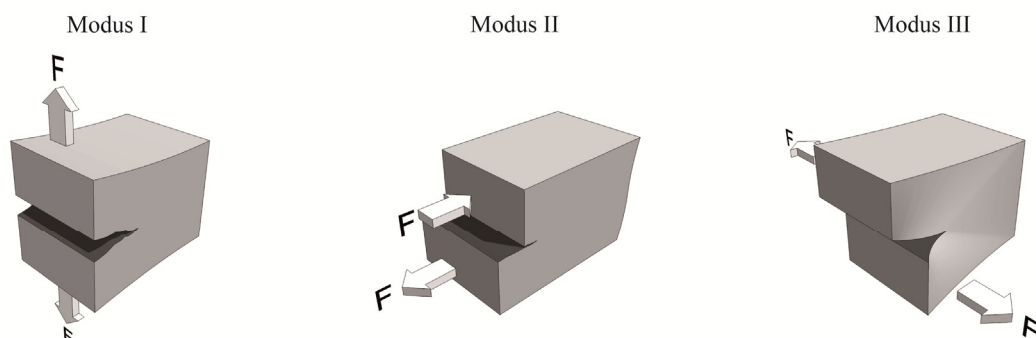


Abbildung 3-13: Charakteristische Belastungsfälle bei der Rissausbreitung

Die Form der Spannungsverteilung an der Rissspitze ist immer gleich, während die Spannungsspitze allein durch den Spannungsintensitätsfaktor K beschrieben wird (siehe Gleichung (3-8)). Mit diesem Faktor kann die Stärke der Rissspitzenbeanspruchung als Maß für die Intensität der Singularität bestimmt werden. Er ist abhängig von der Risslänge, der vorhandenen äußeren Spannung σ und der Geometrie des gerissenen Bauteils. Es ist demnach nicht allein die äußere Spannung, die dafür verantwortlich ist, dass der Riss fortschreitet und das Bauteil versagt. Auch ein zu großer Anriss kann die Rissausbreitung hervorrufen.

Da sich das Spannungsfeld an der Rissspitze für verschiedene Bauteilgeometrien immer ähnlich gestaltet, wird als Ausgangspunkt für die weiteren Betrachtungen eine unendlich große, im Modus I belastete Scheibe der Dicke t mit einem inneren Riss der Länge $2a$ betrachtet, von der die Spannungsverteilungen für andere Fälle abgeleitet werden können. Die tatsächliche Geometrie eines vorliegenden Bauteils wird dann über eine Korrekturfunktion Y berücksichtigt.

$$K = \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \cdot Y \quad \left[\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}} \right]. \quad (3-8)$$

Bei linear-elastischem Werkstoffverhalten beschreibt der Spannungsintensitätsfaktor den Verlauf der Spannungen an der Rissspitze genau. In der Realität bildet sich aber in der Nähe der Rissspitze eine plastische Zone und eine Prozesszone, in der sich der Riss verlängern kann. Dehnt sich die plastische Zone gegenüber dem durch K beschriebenen Spannungsfeld zu stark aus, muss die elastisch-plastische Bruchmechanik angewendet werden. Bei dem spröden Material PMMA konzentriert sich jedoch die plastische Zone auf ein kleines Gebiet an der Rissspitze.

Wird die äußere Last und somit der Spannungsintensitätsfaktor immer mehr gesteigert, schreitet ab einer bestimmten Spannungsintensität der Riss weiter fort. Soll also ein Versagen bei Bauteilen mit Rissen vermieden werden, muss der vorhandene Spannungsintensitätsfaktor unter dem kritischen Wert K_{Ic} bleiben. Dieser geometrieunabhängige Werkstoffkennwert kann experimentell durch Feststellen der Bruchlast einer angerissenen Probe ermittelt werden und wird als Bruchzähigkeit bezeichnet. Er ist von verschiedenen Randbedingungen abhängig. Dazu gehören die Bauteildicke, die Dehngeschwindigkeit, die Belastungsdauer und die Umgebungstemperatur. Der Index I kennzeichnet die zum Modus I gehörige Risslage in Bezug auf die Spannungsrichtung.

3.2.4 Zugfestigkeit von PMMA im Bereich der Lochbohrung

Mögliche Oberflächenbeschädigungen und Mikrorisse, die bei der maschinellen Herstellung der Bohrlöcher entstehen können, sind potentielle Schwachstellen der PMMA- Scheiben, zumal gerade an diesen Stellen die Beanspruchungen, wie zuvor beschrieben, ohnehin schon besonders hoch sind. Aus diesem Grund soll hier auf die Grundlagen der Bruchmechanik zurückgegriffen werden, um so zu einer Aussage bezüglich der Festigkeiten von PMMA im Bereich der Lochleibung zu kommen, die eine Vorschädigung durch Risse berücksichtigt.

Ist die Bruchzähigkeit eines Werkstoffes bekannt, wird es möglich, die Bruchlast für eine vorliegende Risslänge und Bauteilgeometrie zu berechnen oder zumindest abzuschätzen. Durch Umformen von Gleichung 3-8 erhält man die kritische Versagensspannung σ_c für das rissbehaftete Bauteil wie folgt:

$$\sigma_c = \frac{K_{Ic}}{\sqrt{\pi \cdot a_c} \cdot Y} \quad (3-9)$$

Bei Erreichen dieser Spannung unter einer Modus-I-Belastung setzt der Rissfortschritt bei einem vorhandenen Riss der Länge a_c ein. Solange die Tiefe des Risses im Verhältnis zur Dicke des Bauteils klein ist, kann der Korrekturfaktor Y näherungsweise zu 1,0 angenommen werden. Für weiterführende Angaben zu verschiedenen Korrekturfunktionen $Y(a)$ sei an dieser Stelle auf die Fachliteratur wie z. B. [138] oder [133] verwiesen.

Wie der oben dargestellte Zusammenhang verdeutlicht, ist die Bruchspannung im Gegensatz zur Bruchzähigkeit K_{Ic} also von der Verteilung der Materialfehler abhängig. Damit man sie berechnen kann, muss der größte (nicht erkennbare) Fehler a_c als bekannt vorausgesetzt werden. Da ein Bauteil in der Praxis aber nicht einen Anriss der Länge a_c sondern zahlreiche, über das Bauteil verteilte Defekte besitzt, wird es dort versagen, wo die ausschlaggebende Rissverteilung vorliegt. Da die genaue Verteilung der Risse in der Regel nicht bestimmt werden kann, muss man auf die Ergebnisse der Statistik großer Gesamtheiten zurückgreifen. Wie später im Kapitel 4.4 noch im Detail gezeigt werden wird, ist bei manchen Lochbohrungen im PMMA die Qualität so mangelhaft, dass man bei einer gezielten Inaugenscheinnahme der Bohrränder im Einzelfall eine Aussage über die maßgebende Anrisstiefe machen kann.

Wie früher in diesem Kapitel schon diskutiert wurde, ist anzunehmen, dass die größte Hauptspannung, die sich aus der maximalen Tangentialspannung am Bohrlochrand ergibt, für die Bemessung maßgebend wird und senkrecht zum kritischen Riss ausgerichtet ist. Somit liegt eine Beanspruchung im Modus I vor. Damit der Spannungsintensitätsfaktor für den vorliegenden Defekt die Bruchzähigkeit von PMMA nicht erreicht, muss daher die folgende Bedingung eingehalten sein:

$$\sigma_1 < \sigma_c = \frac{K_{Ic}}{\sqrt{\pi \cdot a_c}}. \quad (3-10)$$

Für Polymethylmethacrylat wird in [133] ein typischer Wert für die Bruchzähigkeit angegeben:

$$K_{Ic} = 1,6 \text{ MPa} \sqrt{\text{m}}. \quad (3-11)$$

Auf Grundlage der vom Hersteller Evonik Röhm GmbH in [23] gemachten Angaben für extrudiertes PMMA, PLEXIGLAS® XT 20070, besitzt der Werkstoff bei einer Umgebungstemperatur von 23 °C eine Zugfestigkeit von 72 MPa.

Damit kann die kritische Risslänge bei einem gut gebohrten Loch im PMMA mit nur sehr kleinen Anrissen wie folgt abgeschätzt werden (für $Y = 1$):

$$a_c = \left(\frac{K_{Ic}}{\sigma_c} \right)^2 \cdot \frac{1}{\pi} = \left(\frac{1,6 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}}{72 \text{ MPa}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\pi} = 0,16 \text{ mm}. \quad (3-12)$$

Zum Vergleich wird in [133] für eine etwas niedriger angenommene Zugfestigkeit eine kritische Risslänge von 0,2 mm ausgerechnet. Kann man bei einer Überprüfung der Bohrlochqualität sichtbare Anrisse in der Größenordnung von einem halben Millimeter feststellen, ist es umgekehrt möglich, die kritische Bruchspannung für dieses PMMA- Bauteil folgendermaßen zu berechnen:

$$\sigma_c = \frac{K_{Ic}}{\sqrt{\pi \cdot a_c}} = \frac{1,6 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}}{\sqrt{\pi \cdot 0,5 \text{ mm}}} = 40,4 \text{ N/mm}^2. \quad (3-13)$$

Dieses Beispiel verdeutlicht, wie kritisch die Bohrlochqualität und deren Überprüfung bei einem zu realisierenden Bauvorhaben für die Tragfähigkeit einer Bolzenverbindung im PMMA sind. Es zeigt auch, wie stark die Zugfestigkeit des Thermoplasts im Bereich der Lochbohrung von der Risstiefe beeinflusst wird.

Auf Grundlage der im Kapitel 4.2 dargestellten analytischen Lösung werden im Kapitel 4.4 die Versagensspannungen aus den Bruchlasten der Versuche zurückgerechnet und in Abhängigkeit von der Bohrlochqualität bzw. Risstiefe ausgewertet. Die Ergebnisse der analytischen Lösung werden vorher durch numerische Berechnungen überprüft.

3.3 *Bisheriger Stand der Technik zur Bemessung von Lochleibungsverbindungen im Bauwesen*

Bis heute gibt es im Bauwesen noch keine eingeführte Norm, die die Bemessung und Konstruktion von Lochleibungsverbindungen bei der Verwendung von PMMA regelt. Der Arbeitskreis „Tragende Kunststoffbauteile im Bauwesen (TKB)“ des Bauüberwachungsvereins (BÜV) hat es sich zur Aufgabe gemacht, für die Fachwelt eine entsprechende Empfehlungsrichtlinie für den Entwurf, die Bemessung und Konstruktion von Bauteilen aus Kunststoffen zu erarbeiten. In der im Oktober 2002 veröffentlichten Entwurfsfassung ([30]) werden Bolzenverbindungen zwischen Kunststoffbauteilen sehr stark in Anlehnung an die aus dem Stahlbau bekannten Rechenvorschriften geregelt. Gemäß [30] wird der Nachweis der Lochleibung und des Nettoquerschnitts bei Passschraubenverbindungen ohne Vorspannung folgendermaßen geführt:

$$E_d(t) \leq \frac{\alpha_l \cdot f_{k\,0,05} \cdot t \cdot d}{\gamma_M \cdot A_{\text{mod}}^f} \quad (3-14)$$

Darin sind:

- α_l durch Versuche zu ermittelnder Beiwert. Maßgebend ist die maximale Lochrandspannung, die unter der Annahme elastischen Verhaltens bis zum Bruch berechnet werden kann.
- $f_{k\,0,05}$ charakteristischer Wert der Kurzzeitfestigkeit für das anzuschließende Bauteil aus Kunststoff
- t Dicke des Kunststoffbauteils
- d Durchmesser des Bolzens
- γ_M Teilsicherheitsbeiwert für den Widerstand
- A_{mod} werkstoffspezifischer Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses aus der Einwirkungsdauer, den Umweltbedingungen und der Umgebungstemperatur.

Für die Bemessung der Stahlschrauben wird auf DIN 18800-1 [7] verwiesen. Bei Laschenanschlüssen dürfen bei der statischen Berechnung maximal zwei Schrauben in Krafrichtung hintereinander liegend angesetzt werden. Allerdings ist eine Begrenzung bei einer kontinuierlichen Lasteinleitung wie bei dem in dieser Arbeit untersuchten Verbundträger nicht erforderlich. Jeder Anschluss muss aus mindestens zwei Verbindungsmitteln bestehen.

Gleiter ([72]) und Apolony ([33]) haben in ihren Arbeiten versucht, den Lochleibungsbeiwert α_l , der im Grunde genommen nur ein Abstandsbeiwert ist, durch FEM- Berechnungen und Lochleibungsversuche in Abhängigkeit von den Loch- und Randabständen zu definieren. Dabei wurden aber die lokalen Einflüsse des Bolzens am Bohrloch genauso vernachlässigt wie der wichtige Einflussfaktor „Bohrlochqualität“.

Problem bei der vorgeschlagenen Bemessungsgleichung ist, dass sie das, verglichen mit dem Stahl, völlig andere, weil spröde Materialverhalten ignoriert. Die in den Arbeiten von Yohannes ([171]) und Alioglu ([32]) dargestellten Versuchsergebnisse zeigen, dass es fast nie zu einem reinen Lochleibungsversagen der Verbindung kommt, wie es die oben angegebene Gleichung 3-14 impliziert. Der Lochleibungsbeiwert α_l berücksichtigt lediglich ein mögliches Versagen aufgrund eines Ausreißen des Bolzens bei zu kleinen Randabständen parallel oder senkrecht zur angreifenden Last. Darüber hinaus ist er nur von dem durch den Bolzen hervorgerufenen Lochleibungsdruck abhängig.

Der vorherrschende Versagensmodus ist allerdings, wie im vorhergehenden Abschnitt gezeigt, ein Wangenbruch im Restquerschnitt infolge der - gerade bei sprödem Werkstoffverhalten auch bei statischer Belastung - maßgebenden Kerbwirkung durch das Bolzenloch (siehe Abbildung 3-11). Dies wird aber durch die gegebene Bemessungsgleichung nicht ausreichend berücksichtigt.

Zurzeit befindet sich die BÜV- Richtlinie in der Überarbeitung. Eine Veröffentlichung ist für 2014 vorgesehen. In der aktuellen Fassung ([31]) wird versucht, die Spannungsverteilung im Kunststoffbauteil unter einer Beanspruchung in Scheibenebene in Analogie zur Stabwerkstheorie zu beschreiben (siehe Abbildung 3-14).

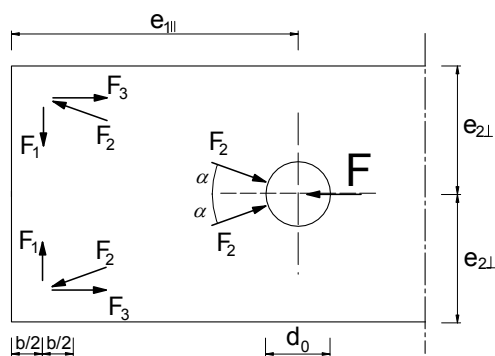


Abbildung 3-14: Stabwerksmodell zur Bemessung von Schraubenverbindungen nach [31]

Dazu müssen für die verschiedenen in Abbildung 3-15 dargestellten Versagensmechanismen die Spannungsachse nachgeführt werden. Die dargestellten Gleichungen wurden für maschinell hergestellte Profile aus glasfaserverstärktem Kunststoff entwickelt, sind aber nach [31] auch auf unverstärkte Thermoplaste übertragbar.

| Zug in Längsrichtung (neben dem Schaft) | Zug in Querrichtung (vor dem Schaft) | Ausreißen Laminat (vor dem Schaft) | Lochleibung (vor dem Schaft) |
|---|--|--|---------------------------------|
| | | | |

Abbildung 3-15: Typische Versagensmechanismen für geschraubte Verbindungen nach [31]

Im Einzelnen sind die Nachweise für die folgenden einwirkenden Spannungen zu führen:

$$\text{Zug in Längsrichtung:} \quad f_{t,0^\circ} = \frac{F_d}{\alpha_1 \cdot (2e_{2\perp} - d_0) \cdot t}, \quad (3-15)$$

$$\text{Zug in Querrichtung:} \quad f_{t,90^\circ} = \frac{F_{ld}}{b \cdot t}, \quad (3-16)$$

$$\text{Ausreißen:} \quad f_\tau = \frac{F_d}{2 \cdot \left(e_{1\parallel} - \frac{d_0}{2} \right) \cdot t}, \quad (3-17)$$

$$\text{Lochleibung:} \quad f_{pb,0^\circ} = \frac{F_d}{d \cdot t \cdot k_{cc}}. \quad (3-18)$$

Darin sind:

α_1 durch Versuche zu ermittelnder Beiwert

t Dicke des Kunststoffbauteils

d Durchmesser des Bolzens

d_0 Durchmesser des Loches

b effektive Breite, auf der die Querkraft angreift, Näherung: $b = d$

k_{cc} durch Versuche zu ermittelnder Spannungskonzentrationsfaktor für das vorliegende Lochspiel des Bolzens

andere Last- und Geometrie Größen siehe Abbildung 3-14.

Der hier vorgestellte Bemessungsansatz gilt zunächst für faserverstärkte Kunststoffe. Eine Übertragung auf unverstärkte Thermoplaste sollte durch weiterführende Untersuchungen überprüft werden. Beim Nachweis des Restquerschnitts auf Zug (siehe Gleichung (3-15)) wird die Kerbwirkung durch einen Beiwert α_1 berücksichtigt, der stark an den Abstands faktor aus der Vorgängerrichtlinie erinnert. Für Faserverbundwerkstoffe und Matten- und Mischlamine werden in Abschnitt 8.4.2 von [31] Werte für α_1 angegeben, die zwischen 0,53 und 0,60 liegen. Für PMMA erscheinen diese Werte als Spannungskonzentrationsfaktor zur Berücksichtigung der Kerbwirkung noch zu hoch.

Aus diesem Grund wird im folgenden Kapitel eine neue Bemessungsformel für den Werkstoff PMMA abgeleitet. Da es bis jetzt noch keine eingeführte Bemessungsnorm für tragende Bauteile aus PMMA gibt, ist derzeit für jedes Projekt, bei dem PMMA in tragender Funktion eingesetzt werden soll, eine Zustimmung im Einzelfall mit einem entsprechenden Gutachten und Versuchsprogramm notwendig. Auch für das in Abbildung 4-1 dargestellte Musterbrückenbauwerk wurden im Rahmen des Verfahrens zur Erlangung einer Zustimmung im Einzelfall sehr viele Einzelbauteilversuche zu Lochleibungsverbindungen erforderlich.

Ein Ziel dieser Arbeit ist es, einen Beitrag dazu zu leisten, dass in Zukunft auf einfache ingenieurmäßige Bemessungsgleichungen für eine sichere Auslegung von Bolzenverbindungen bei PMMA- Bauteilen zurückgegriffen werden kann und somit das aufwändige Zustimmungungsverfahren nicht mehr erforderlich sein wird.

4 Tragverhalten eines stiftförmigen Verbindungsmittels in der Verbindung mit Bauteilen aus PMMA

4.1 Allgemein

Sollen Bauteile aus Holz und PMMA im statischen Verbund eingesetzt werden, so ist die Verbindung der beiden Elemente von ganz entscheidender Bedeutung. Bei dem in dieser Arbeit untersuchten Verbundträger wird diese durch Lochleibungsverbindungen unter der Verwendung von Stahlbolzen hergestellt. In Kapitel 2.4.1 wurde schon auf die Vorzüge dieser Verbindungstechnik für die vorliegende Materialkombination hingewiesen. Das Erreichen einer kraftschlüssigen Verbindung zwischen den Holzgurten und den transparenten Kunststoffstegen ist also eine wesentliche Komponente des Tragsystems. Folglich ist die genaue Kenntnis des Verhaltens und der Tragfähigkeit dieser Verbindung die Voraussetzung für eine sichere Bemessung des gesamten Trägers. Allerdings werden hierbei für die Schrauben Löcher in den Thermoplast gebohrt, welche das Stegbauteil mitunter empfindlich schwächen. Aus dem Grund wurde im Rahmen dieser Arbeit ein analytisches Modell für die Berechnung der Spannungen infolge einer kleinflächigen Lasteinleitung durch eine Lochleibungsbeanspruchung entwickelt, welches durch zahlreiche Bauteilversuche und Finite- Element- Berechnungen überprüft wurde. Ein wichtiges Ziel war dabei, ein in der Praxis möglichst einfach anwendbares Bemessungsmodell zu finden, welches verschiedene Bolzen- und Scheibengeometrien genauso berücksichtigt wie die nachgiebige Verbindung zum Holz.

In den folgenden Kapiteln wird zunächst die Herleitung der analytischen Lösung für die Beanspruchung einer PMMA- Scheibe infolge eines Bolzendrucks dargestellt. Anschließend werden diese den Resultaten der numerischen Simulation gegenüber gestellt. Danach folgt die Dokumentation der Ergebnisse aus den Lochleibungsversuchen an PMMA- Bauteilen und ein Vorschlag für die Bemessung von Bolzenverbindungen in PMMA. Kapitel 5 beschreibt die Bolzenverbindung zwischen Holz und PMMA und beinhaltet auch hierfür ein Bemessungskonzept. Schließlich wird noch auf konstruktive Gesichtspunkte, wie Loch- und Randabstände eingegangen. Abbildung 4-1 zeigt die Verbindung der Holzgurte mit den PMMA- Stegen bei dem Musterprojekt „Schlossgrabenbrücke Darmstadt“, bei dem der neuartige Verbundträger zum ersten Mal eingesetzt wurde (siehe [140], [152], [153], [154], [155], [143], [74] und [142]). Auch hier wurde die Verbindung durch Stahlbolzen hergestellt.



Abbildung 4-1: Lochleibungsverbindung beim Verbundträger der Schlossgrabenbrücke ([145])

4.2 *Entwicklung einer analytischen Lösung*

4.2.1 Allgemein

In diesem Kapitel wird eine Vorgehensweise zur analytischen Spannungsermittlung von PMMA- Bauteilen unter Bolzenbeanspruchung in Scheibenebene vorgestellt. Zur genauen Erfassung und rechnerischen Abbildung der auftretenden Spannungen in den einzelnen Traggliedern sind Kenntnisse über die verschiedenen Einflussparameter und den Kontaktmechanismus zwischen Bolzen und Bohrloch notwendig. Da die Ermittlung der Spannungsverteilung im Bohrungsbereich sehr komplex ist, wird die Tragsicherheit der Verbindung bislang meistens durch umfangreiche Bauteilversuche im Rahmen eines Verfahrens zur Erlangung einer Zustimmung im Einzelfall nachgewiesen.

Eine Alternative hierzu stellt die rechnerische Ermittlung mithilfe numerischer Berechnungsverfahren (FEM) dar. Aber auch in diesem Fall müssen die Ergebnisse durch Versuche verifiziert werden.

Ziel dieses Abschnittes ist es nun, einen Beitrag zur analytischen Berechnung der Spannungen in der PMMA- Scheibe zu leisten. Aus diesem Grund wird ein analytisches Modell entwickelt, welches anschließend durch zahlreiche Versuche und Finite- Element- Berechnungen überprüft wird. Motivation ist dabei, ein in der Praxis möglichst einfach anwendbares Bemessungsmodell zu finden, das verschiedene Bolzen- und Scheibengeometrien berücksichtigt. Die so hergeleiteten Bemessungsgleichungen können zur Verifizierung von Finite- Element- Modellen herangezogen werden und langfristig aufwändige Versuche für den Einzelfall ersetzen.

4.2.2 Näherungslösungen für den Kontakt Bolzen-Bohrloch

Der erste brauchbare Ansatz für die Beschreibung der Spannungszustände von zwei elastischen Festkörpern, die sich gegenseitig berühren, wurde 1881 von Heinrich Hertz auf Grundlage der Elastizitätstheorie entwickelt und später weiter ausgebaut. Unter Berücksichtigung der Körpergeometrie, der Belastung und der Kinematik können die sich einstellende Kontaktfläche und die Spannungsverteilung zwischen den zwei sich punkt- oder linienförmig berührenden Festkörpern bestimmt werden. Geschlossene Lösungen liegen allerdings nur für die einfachen Fälle vor. Voraussetzung für die Gültigkeit dieses Kontaktansatzes ist, dass die sich berührenden Körper elastisch und isotrop sind und dass die Druckflächen, die beim Zusammenpressen der Körper infolge der Last entstehen, im Verhältnis zu den Abmessungen sehr klein sind. Außerdem wird die Oberflächenreibung bei der Hertz'schen Pressung vernachlässigt, so dass nur Druckspannungen in Normalenrichtung übertragen werden können. Zudem werden die auftretenden Verformungen als klein angenommen.

Durch das Aufbringen der Belastung werden die Körper zusammengepresst, wodurch eine Verformung auftritt, die den ursprünglichen Kontaktpunkt im unbelasteten Zustand zu einer Kontaktfläche vergrößert. Dies geschieht durch ein Abplatten der beiden Festkörper, welches mit hohen zentrischen Druckspannungen σ_0 einhergeht (siehe Abbildung 4-2). Bei dem vorliegenden Problem des Kontaktes zwischen einem Zylinder und einem Hohlzylinder hat die Kontaktfläche die Form eines Rechtecks. Die Berechnungsformeln für das Kontaktproblem können z.B. [123] entnommen werden.

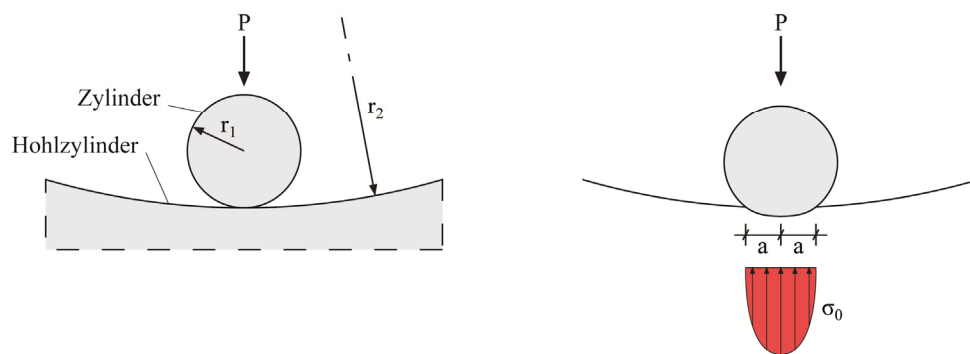


Abbildung 4-2: Lokale Kontaktpressung

Die oben beschriebenen Voraussetzungen sind für das Kontaktproblem so lange eingehalten wie die beiden Radien der Festkörper deutlich größer als die Kontaktfläche bleiben. Bei dem vorliegenden Kontakt Bolzen-Bohrloch haben die sich berührenden Körper jedoch ungefähr die gleiche Geometrie, so dass die Größe der Kontaktfläche beim Aufbringen der Last schnell anwächst und ein Großteil des Bohrlochumfangs im Kontakt mit dem Bolzen ist. Aus diesem Grund ist die Hertz'sche Pressung für den in diesem Abschnitt untersuchten Anwendungsfall der Lochleibungsverbindung nicht oder nur als sehr grobe Abschätzung anwendbar.

Maniatis beschreibt in [105] und [106] weitere Ansätze für den Kontakt zwischen Bolzen und Bohrloch für eine unendlich ausgedehnte Scheibe auf der Grundlage des Ansatzes von Persson ([122]) und wendet diese auf Bolzenverbindungen im Glasbau an. Hierbei ist die Kontaktfläche nicht mehr klein, da der Bolzendurchmesser nur geringfügig kleiner als der Lochdurchmesser ist. Ihre Größe hängt maßgeblich von der zu übertragenden Last und dem Lochspiel des Bolzens ab. Auch dieser Ansatz geht von einem reibungsfreien Kontakt aus und verwendet für beide Festkörper das gleiche linear-elastische Material. Da man es im Bauwesen mit Bauteilen endlicher Größe zu tun hat, wird auf diese Ansätze im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter eingegangen.

Im Folgenden sollen nun aber kurz die wichtigsten Untersuchungen zu analytischen Lösungsansätzen für Kontaktprobleme bei runden Löchern mit Bolzenbeanspruchung in endlichen Scheiben beschrieben werden. Diese Näherungslösungen erscheinen für eine qualitative Überprüfung der Ergebnisse aus der anschließend aufgezeigten analytischen sowie der numerischen Lösung geeignet.

Weitere Untersuchungen zur Spannungsverteilung in Lochscheiben mit einer endlichen Breite wurden von Theocaris ([159]) und Frocht/Hill ([68]) durchgeführt. Während Theocaris 1956 analytische Näherungslösungen unter Berücksichtigung des Einflusses aus dem Verhältnis des Lochdurchmessers zur Scheibenbreite d_L/b entwickelte, untersuchten Frocht und Hill bereits 1940 Lochscheiben unterschiedlicher Breite anhand von Versuchen und werteten die Ergebnisse mithilfe spannungsoptischer Methoden und Dehnungsmessungen aus.

Ein wesentliches Resultat aus diesen Arbeiten sind Kerbformzahlen K_t , die die Spannungskonzentration am Bohrlochrand in Abhängigkeit von der Scheibengeometrie und dem Lochspiel unter Berücksichtigung des Kontaktes zwischen den beiden Festkörpern angeben. Abbildung 4-3 beschreibt die wichtigsten Geometrieparameter, die bei der Ermittlung der Spannungsspitzen beachtet werden müssen.

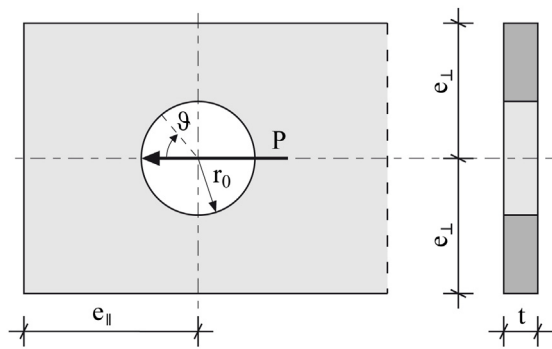


Abbildung 4-3: Geometrie der Lochscheibe endlicher Breite

In [105] wird folgende Näherungsgleichung für die Bestimmung der Kerbformzahl in Abhängigkeit von den geometrischen Randbedingungen der Lochscheibe angegeben:

$$K_{tn} = 12,882 - 52,714 \cdot \left(\frac{r_0}{e_{\perp}} \right) + 89,762 \cdot \left(\frac{r_0}{e_{\perp}} \right)^2 - 51,667 \cdot \left(\frac{r_0}{e_{\perp}} \right)^3. \quad (4-1)$$

In diesem Fall ist kein Lochspiel vorhanden. Unter Zuhilfenahme der Gleichung für die Nennspannung

$$\sigma_n = \frac{P}{A_n} = \frac{P}{2 \cdot (e_{\perp} - r_0) \cdot t} \quad (4-2)$$

erhält man schließlich die maximale Kerbspannung infolge des Bolzendruckes aus der Gleichung

$$\sigma_{\theta, \max} = K_{tn} \cdot \sigma_n. \quad (4-3)$$

In Abbildung 4-4 ist dieser Zusammenhang für die Formzahl grafisch aufgetragen worden. Die angeführten Forschungsarbeiten zeigten außerdem, dass die Formzahlen bei einer Vergrößerung des Lochspiels zunahmen. Auf diesen Aspekt wird in Kapitel 4.3 und 4.4 noch einzugehen sein.

Je kleiner der Randabstand in Kraftrichtung im Vergleich zum Randabstand senkrecht dazu wird, desto stärker ist der Einfluss des Lochspiels auf die Kerbspannungen. Im Gegensatz zu den Verbindungen mit Passbolzen tritt das Spannungsmaximum bei der Verwendung von Bolzen mit Lochspiel nicht mehr bei einem Winkel von 90° auf. Es wandert in Abhängigkeit von der Größe des Lochspiels in Richtung des Lastangriffspunktes.

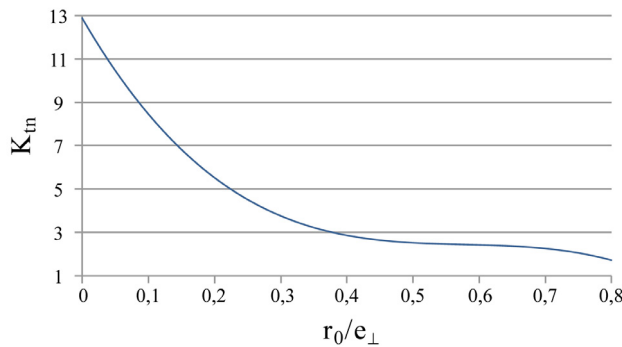


Abbildung 4-4: Kerbformzahl in Abhängigkeit von der Geometrie der Lochscheibe

Für ein Lochspiel von 0,2% des Lochdurchmessers gibt Pilkey in [124] Kerbformzahlen als Funktion des Geometrieverhältnisses r_0 zu e_\perp an (siehe Abbildung 4-5). Dabei ist der Randabstand des Bolzens in Längsrichtung doppelt so groß wie der Randabstand senkrecht zur Lastichtung gewählt worden und der Bohrradius ist größer als die Dicke der Scheibe.

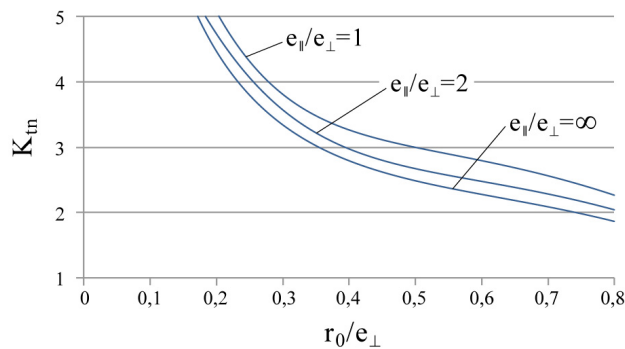


Abbildung 4-5: Kerbformzahl bei einer Scheibe mit einem Lochspiel von 0,2% nach [124]

4.2.3 Grundlagen zur Berechnung von Scheibentragwerken

Unter einer Scheibe versteht man ein ebenes Flächentragwerk, dessen Dicke klein gegenüber den Seitenlängen ist und das nur in seiner Ebene beansprucht wird ([75]). Aufgrund der Tatsache, dass alle Kräfte parallel und symmetrisch zur Mittelebene verlaufen, bleibt diese bei der Verformung eben. Die Spannungen sind über die Scheibendicke t konstant, d.h. der Spannungszustand oder Formänderungszustand ist von der Koordinate z (rechtwinklig zur Scheibenmittelfläche) unabhängig.

Da an dem oberen und unteren Rand der Scheibe ($z = \pm t/2$) keine äußere Last in z -Richtung angreift, müssen dort die senkrecht zur Scheibenmittelfläche gerichteten Spannungen σ_z , τ_{xz} und τ_{yz} Null sein. Bei kleiner Dicke der Scheibe können diese Spannungskomponenten auch in der Mittelebene der Scheibe vernachlässigt werden. Dementsprechend liegt ein ebener Spannungszustand vor. Die restlichen Spannungen σ_x , σ_y und $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ sind nur Funktionen von x und y und sind gleichmäßig über die Scheibendicke verteilt.

Bei der Verbindung von Holz und PMMA ist aufgrund des auftretenden Kriech- und Schwindverhaltens der verbundenen Materialien nicht von einem dauerhaft hohen Anpressdruck durch den Bolzen zu rechnen. Es kann also auch an den Lasteinleitungsstellen davon ausgegangen werden, dass durch die Klemmwirkung des Bolzens die Dehnung ε_z nicht behindert wird und die Scheibentheorie auch hier angewendet werden darf.

Da die Schubverformungen bei Scheibentragwerken gegenüber den Dehnungen nicht vernachlässigbar sind, gilt in diesem Fall die Hypothese von Bernoulli über das Ebenbleiben der Querschnitte nicht mehr ([77]). Aus diesem Grund ist auch die technische Biegelehre nach Navier hier nicht anwendbar. Die Biegespannungen verlaufen bei der Scheibe nicht mehr wie beim Balken linear über den Querschnitt.

Für die Ermittlung der Lochleibungsspannungszustände in der PMMA-Scheibe spielt die Scheibendifferentialgleichung eine wichtige Rolle. Die Lösung dieser Gleichung unter den später noch näher definierten Randbedingungen bildet die Grundlage für den in dieser Arbeit entwickelten analytischen Berechnungsansatz. Als Voraussetzung für die Anwendbarkeit der Scheibentheorie müssen die folgenden Anforderungen an Scheibengeometrie, Material und Belastung erfüllt sein (vgl. [121] und [77]):

- Die Scheibendicke t ist konstant und klein im Verhältnis zu den Abmessungen in der Scheibenebene
- Die Mittelfläche der Scheibe ist eben und es werden keine Imperfektionen berücksichtigt
- Der Werkstoff ist homogen, isotrop und linearelastisch (Hooke'sches Gesetz gilt uneingeschränkt)
- Das Materialverhalten ist zeitunabhängig (gilt für PMMA nur eingeschränkt)
- Die auftretenden Formänderungen sind verglichen mit den Abmessungen der Scheibe verschwindend klein (Theorie 1. Ordnung)
- Alle äußeren Lasten und Lagerreaktionen wirken in der Scheibenebene, Temperaturänderungen verlaufen über die Scheibendicke konstant
- Die Beanspruchungen sind zeitunabhängig
- Die Lasten bleiben unterhalb der Stabilitätsgrenze.

Die bekannte Herleitung der Scheibengleichung soll im Rahmen dieser Arbeit nicht noch einmal dargestellt werden. Hierfür wird auf die zahlreichen Literaturquellen zu diesem Thema verwiesen. Stellvertretend seien hier nur [121], [77] und [71] genannt. An dieser Stelle sollen lediglich die wichtigsten Zusammenhänge kurz genannt werden.

Die wesentlichen Grundlagen für die Scheibengleichung sind das Gleichgewicht, die geometrische Verträglichkeit und das Werkstoffverhalten. Zur Herleitung der Scheibengleichung wird ein infinitesimal kleines Scheibenelement der Dicke t mit den Abmessungen dx und dy betrachtet. Aus den Gleichgewichtsbedingungen erhält man die folgenden Gleichungen:

$$\text{aus } \sum X = 0: \quad \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + F_x = 0, \quad (4-4)$$

$$\text{aus } \sum Y = 0: \quad \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + F_y = 0, \quad (4-5)$$

$$\text{aus } \sum M = 0: \quad \tau_{xy} = \tau_{yx}. \quad (4-6)$$

Die Gleichgewichtsbetrachtungen alleine sind nicht ausreichend, um die unbekannten Spannungen berechnen zu können. Deshalb werden noch weitere Formänderungsbetrachtungen angestellt. Die Formschlüssigkeit muss für die Scheibenelemente gegeben sein. Alle infinitesimalen Elemente müssen nach der Verformung noch lückenlos zusammenpassen. Sie dürfen sich nicht überschneiden oder auseinanderklaffen. Die einzelnen Elementverformungen hängen also auch von den Nachbarelementen ab.

Daraus ergibt sich als zusätzliche Gleichung die folgende Verträglichkeitsbedingung

$$\frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \cdot \partial y} = \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial x^2} \quad (4-7)$$

und mit dem Elastizitätsgesetz von Hooke

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_x - \mu \cdot \sigma_y) + \alpha_T \cdot \Delta T \quad (4-8)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_y - \mu \cdot \sigma_x) + \alpha_T \cdot \Delta T \quad (4-9)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{2 \cdot (1 + \mu)}{E} \cdot \tau_{xy} \quad (4-10)$$

schließlich eine dritte Spannungsgleichung:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial y^2} - \mu \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right) \sigma_x + \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} - \mu \cdot \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right) \sigma_y - 2 \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{\partial^2 \tau_{xy}}{\partial x \cdot \partial y} = -E \cdot \alpha_T \cdot \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right) \Delta T. \quad (4-11)$$

Das Scheibenproblem lässt sich durch die Verwendung der von AIRY 1863 eingeführten Spannungsfunktion $F(x,y)$ wesentlich vereinfachen. Aus ihr lassen sich die drei Spannungskomponenten ableiten:

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} = F'', \quad (4-12)$$

$$\sigma_y = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} = F'', \quad (4-13)$$

$$\tau_{xy} = -\frac{\partial^2 F}{\partial x \cdot \partial y} = -F'. \quad (4-14)$$

Hierbei wurden die Ableitungen nach x durch einen Strich und die Ableitungen nach y durch einen Punkt gekennzeichnet. Geht man davon aus, dass die beiden Volumenkräfte F_x und F_y verschwinden, sieht man, dass die Gleichungen für die Spannungsfunktion die Gleichgewichtsbedingungen (4-4) und (4-5) erfüllen. Durch Einsetzen der Gleichungen in die Verträglichkeitsbedingung ergibt sich die Scheibengleichung als homogene, lineare, partielle Differentialgleichung 4. Ordnung:

$$F'''' + 2 \cdot F'''' + F'''' = -E \cdot \alpha_T (T'' + T''). \quad (4-15)$$

Unter der Annahme, dass auf die Scheibe keine Temperatur einwirkt, kann die Scheibengleichung bei zweimaliger Verwendung des Laplace'schen Operators

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \quad (4-16)$$

wie folgt vereinfacht in der Kurzform geschrieben werden:

$$\Delta \Delta F = 0. \quad (4-17)$$

Diese von den Werkstoffkonstanten E und μ unabhängige Differentialgleichung ist nun unter Berücksichtigung der sich aus den vorhandenen Lasten und Lagerungen ergebenden Randbedingungen zu lösen. Sie gilt unabhängig von der Form, Belastung oder Lagerung für alle Scheiben. Sind am Scheibenrand lediglich Spannungen vorhanden, hängt die Spannungsverteilung in der Scheibe nicht von μ ab und ist somit für alle elastischen Werkstoffe gleich. Ist die Spannungsfunktion bekannt, so können die Spannungen und Verformungen der Scheibe ermittelt werden. Der Ansatz $F(x,y)$ besteht aus einer Summe von Funktionen, die jeweils für sich die Gleichung erfüllen müssen. Er enthält keinen partikulären Anteil.

Bei dem in dieser Arbeit betrachteten Scheibenproblem wird ein wichtiger Teil des Scheibenrandes am Bohrloch durch einen Kreisbogen gebildet. Deshalb bietet es sich hier an, die ebenen Polarkoordinaten r und ϑ anstelle der kartesischen Koordinaten x und y zu verwenden.

Die Scheibengleichung lautet dann nach Einsetzen der bekannten geometrischen Zusammenhänge ohne Berücksichtigung eines Temperaturfeldes $T(x,y)$:

$$\Delta\Delta F = F'''' + \frac{2}{r} \cdot F''' + \frac{1}{r^2} \cdot (2 \cdot F'''' - F'') + \frac{1}{r^3} \cdot (F' - 2 \cdot F''') + \frac{1}{r^4} \cdot (F'''' + 4 \cdot F'') = 0. \quad (4-18)$$

Bei dieser Schreibweise werden nun die Ableitungen nach dem Radius r durch einen Strich und die Ableitungen nach dem Winkel ϑ durch einen Punkt gekennzeichnet. Entsprechend lassen sich die Spannungen in Polarkoordinaten beschreiben:

$$\sigma_r = \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 F}{\partial \vartheta^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial F}{\partial r} = \frac{1}{r^2} \cdot F'' + \frac{1}{r} \cdot F', \quad (4-19)$$

$$\sigma_\vartheta = \frac{\partial^2 F}{\partial \vartheta^2} = F'', \quad (4-20)$$

$$\tau_{r\vartheta} = -\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial^2 F}{\partial r \cdot \partial \vartheta} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial F}{\partial \vartheta} = -\frac{1}{r} \cdot F'' + \frac{1}{r^2} \cdot F'. \quad (4-21)$$

4.2.4 Analytische Lösungen für Lochleibungsverbindungen im Glasbau

Ein wesentlicher Unterschied zwischen den in dieser Arbeit beschriebenen Lochleibungsverbindungen für PMMA und denjenigen im Glasbau ist, dass bei den letztgenannten der allgemeine Grundsatz, den direkten Kontakt zwischen Glas und Stahl auszuschließen, von großer Bedeutung ist (vgl. [62], [80]). Durch die Verwendung weicher Hülsen ist die extreme Spannungskonzentration am Bohrungsrand der Glasscheibe, die durch Unebenheiten oder Verunreinigungen auf der Bolzenoberfläche und den dadurch minimierten Kontaktbereich zwischen Bolzenschaft und Glaskante hervorgerufen wird, reduzierbar. Auf diese Weise kann der zu übertragende Bolzendruck gleichmäßig über die Dicke der Scheibe eingeleitet werden. Allerdings ist die Verteilung des Lochleibungsdruckes dadurch auch sehr stark von den Materialeigenschaften und der Passgenauigkeit der Hülse abhängig. Wie in Kapitel 2.4.2 bereits ausgeführt, überwiegen bei der Verwendung von Metallhülsen in Verbindungen mit PMMA eher die Nachteile und bei Polyamidhülsen fehlen die Erfahrungswerte, so dass darauf bislang in der Regel verzichtet wird. Die Bemessung der Bolzenverbindung für PMMA-Bauteile vereinfacht dieser Sachverhalt natürlich, da durch das Wegfallen der Hülse als Zwischenmaterial auch eine störende Einflussgröße für die Ermittlung der Spannungen in der Scheibe entfällt.

Ein erster Ansatz für die Berechnung der Spannungen in einer Glasscheibe unter Lochleibungsbeanspruchung wurde 1997 von Tehen ([158]) vorgelegt. Er baut auf einem von Girkmann in [71] hergeleiteten Lösungsansatz für eine unendlich ausgedehnte Scheibe mit kreisförmiger Bohrung, die durch Bolzendruck belastet ist, auf. Wie später in diesem Kapitel noch ausführlich dargestellt wird, bewirkt die übertragene Bolzenkraft in der Scheibe eine Normalbelastung, die in einer Fourier-Reihe entwickelt werden kann (siehe Abbildung 4-14). Während die Belastung auf der Seite des Bolzendrucks ($-\pi/2$ bis $+\pi/2$) auf einer cosinusförmigen Verteilung basiert, wird die Belastung in dem vom Bolzen abgewandten Bereich ($\pi/2$ bis $+3/2 \pi$) zu Null gesetzt. Die größten Zugspannungen müssten nach dem Lösungsansatz von Girkmann am Übergang vom belasteten zum unbelasteten Bohrungsrand, also für $\vartheta = +\pi/2$ und $\vartheta = +3/2 \pi$ auftreten.

Nach [158] verringert sich jedoch der Kontaktbereich zwischen Bolzen und Glasscheibe deutlich durch die Elastizität der weichen Hülse. Die Hülse verformt sich ungleichmäßig, so dass auf der unbelasteten Bolzenseite ein Spalt zwischen Glas und Hülse entsteht. Dieser verminderte Kontaktbereich wird in dem Lösungsansatz von Tehen durch einen entsprechend kleineren Bereich, in dem die Bolzenlast übertragen wird, berücksichtigt. Der restliche Umfang des Bohrlochs bleibt jeweils unbelastet. Eigene Berechnungen mit dem in [158] vorgestellten Ansatz ergaben die in Abbildung 4-6 dargestellte Verteilung der auf den halben Lochumfang bezogenen Radialspannungen über den Umfang des Bohrloches in Abhängigkeit vom Kontaktbereich, die dem Verlauf des Lochleibungsdrucks entspricht.

Erwartungsgemäß ergibt sich der größte Bolzendruck für den kleinsten Kontaktbereich und in Lastrichtung, also für $\vartheta = 0^\circ$. Er beträgt etwa $4,7 P / (\pi \cdot r_0 \cdot t)$, wobei P der Bolzenlast entspricht. Mit r_0 wird der Bohrungsradius und mit t die Scheibendicke bezeichnet. Aus der Darstellung des Bolzendrucks ist erkennbar, dass die Genauigkeit der Ergebnisse nur im Kontaktbereich zufrieden stellend ist.

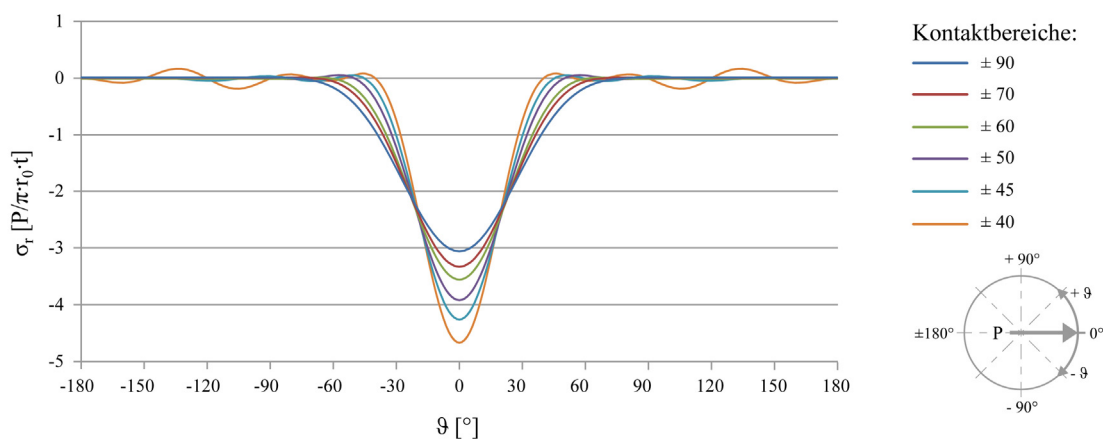


Abbildung 4-6: Verteilung des Lochleibungsdrucks über den Lochumfang nach [158]

Die maximalen Tangentialspannungen treten ebenfalls direkt am Lochrand auf. Sie erreichen ihr Maximum am Übergang vom belasteten zum unbelasteten Bereich. Folglich wandern die Stellen der maximalen Scheibenbeanspruchung bei einem weicheren Hülsmaterial immer weiter in Richtung des Kraftübertragungspunktes bei $\vartheta = 0^\circ$.

Abbildung 4-7 zeigt den Verlauf der Tangentialspannungen entlang des Bohrlochrandes für die unterschiedlichen Kontaktbereiche. Die für die Bemessung maßgebende größte Zugspannung ergibt sich ebenfalls für das weichste Hülsenmaterial zu $2,1 P / (\pi \cdot r_0 \cdot t)$. Die Schubspannungen verschwinden bei diesem Ansatz entlang des Lochrandes.

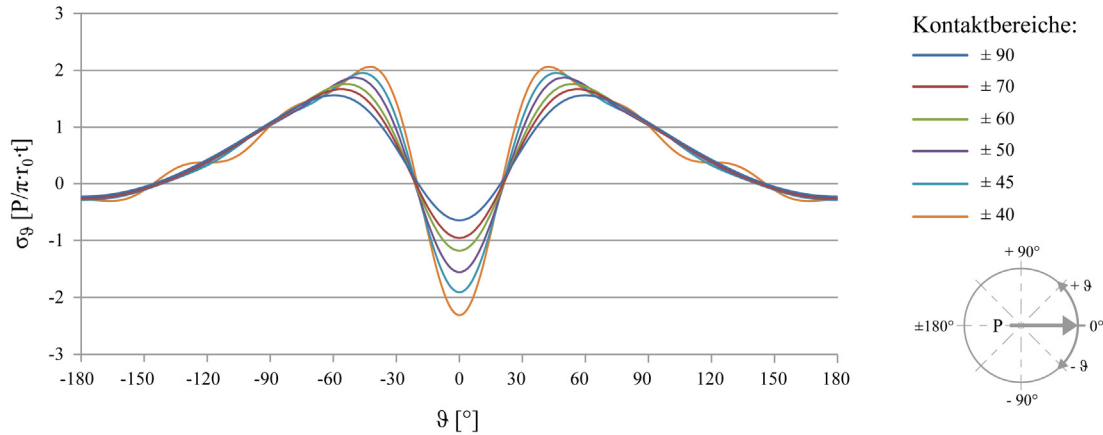


Abbildung 4-7: Verteilung der Tangentialspannungen über den Lochumfang nach [158]

In Abbildung 4-8 sind die Maximalwerte der bezogenen Radial- und Tangentialspannungen als Vielfache von $P / (\pi \cdot r_0 \cdot t)$ und in Abhängigkeit vom Kontaktbereich angegeben. Aus beiden Spannungsverläufen kann man ablesen, dass die Spannungen in der Glasscheibe mit abnehmender Hülsensteifigkeit zunehmen.

Bezeichnet man die bezogene Tangentialspannung als den vom Kontaktbereich abhängigen Tangentialspannungsbeiwert X_φ , kann man für die Ermittlung der maßgebenden Zugbeanspruchung in der Glasscheibe nach [158] die folgende Gleichung angeben:

$$\sigma_\vartheta = \frac{P \cdot X_\varphi}{r_0 \cdot t \cdot \pi} \quad (4-22)$$

Der Kontaktbereich ist dabei als ein Materialkennwert zu verstehen und muss für die verschiedenen Hülsenmaterialien experimentell bestimmt werden. Als konservative Abschätzung kann X_φ zu 2,1 gesetzt werden. Die maximale Bolzendruckbeanspruchung ergibt sich unter der Berücksichtigung von X_r zu:

$$\sigma_r = \frac{P \cdot X_r}{r_0 \cdot t \cdot \pi} \quad (4-23)$$

Sind keine genauen Hülsenkennwerte bekannt, kann auf der sicheren Seite liegend X_r zu 4,7 gewählt werden. Bei bekannten Hülseneigenschaften können die Beiwerte X_r und X_φ aus dem in Abbildung 4-8 dargestellten Diagramm abgelesen werden.

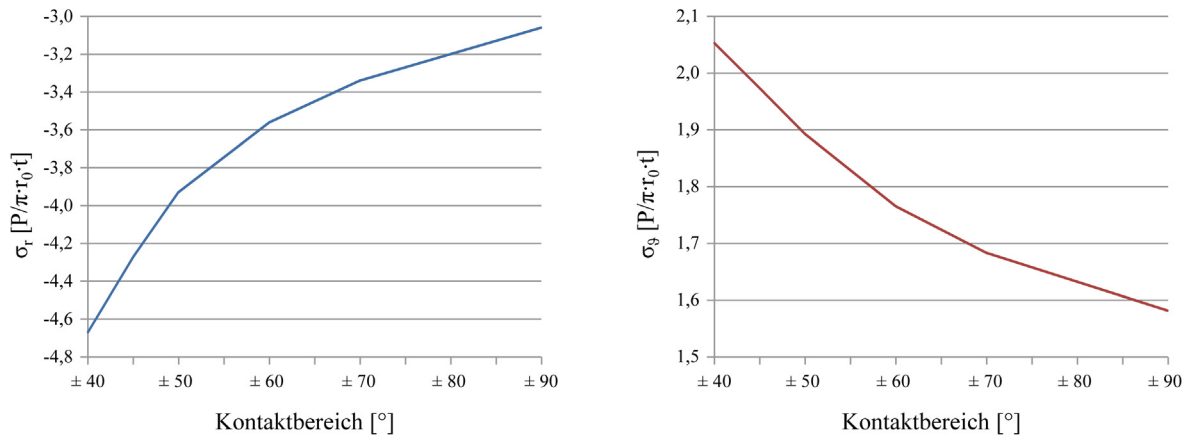


Abbildung 4-8: Maximalwerte der Spannungen in Abhängigkeit vom Kontaktbereich nach [158]

Mit dem vorgestellten Berechnungsansatz können die lokalen Beanspruchungen am Bohrungsrand erfasst werden. Allerdings werden die äußeren Randbedingungen wie die Scheibenabmessungen, Bolzenanordnungen oder die Auflagersituation bei dieser analytischen Lösung vernachlässigt. Die Lösung wurde in [158] zwar durch experimentelle Untersuchungen überprüft, die globalen Randbedingungen, wie eine Überlagerung der lokalen Einflüsse mit den Nettoquerschnittsspannungen und der Einfluss aus anderen Löchern, wurden aber nicht ausreichend verfolgt.

In [105] wurde im Jahre 2006 eine numerische Vergleichsrechnung zu einem Beispiel von Techen durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse weichen relativ deutlich von denjenigen in [158] ab. Insbesondere die Stelle der maximalen Spannungen und der festgestellte Kontaktbereich waren stark abweichend. Verwendet man einen Kontaktwinkel von 90° sind die Ergebnisse allerdings in guter Näherung. Weitere Vergleichsrechnungen sind in [61] und [63] zu finden. Auch diese Untersuchungen stehen im Widerspruch zu der Aussage, dass der Kontaktwinkel zwischen Bolzen bzw. Hülse und Glas bis zu 45° bezogen auf die Lastrichtung beträgt. Die Betrachtungen von Techen scheinen zu vereinfacht zu sein, werden aber trotzdem später als Vergleichsansatz herangezogen.

In 2009 bzw. 2010 wurde von Baitinger in [61] und [35] ein neuer Ansatz für die Berechnung der Spannungen in einer Glasscheibe infolge einer Lochleibungsbeanspruchung entwickelt (siehe auch [36] und [37]). Dieser berücksichtigt zum einen die lokalen Beanspruchungen aus dem Bolzendruck. Darüber hinaus werden aber auch die globalen Einflüsse durch eine Superposition von weiteren Hilfsspannungszuständen in die Ermittlung der Spannungen mit einbezogen. Außerdem wird eine Vielzahl von Einflussgrößen untersucht, die schließlich in einen Bemessungsvorschlag eingehen.

Das Grundprinzip der Superposition von den beiden Spannungszuständen wird im Rahmen dieser Arbeit übernommen und im Folgenden beschrieben. Allerdings wird in [35] das Ergebnis der numerischen Berechnung des Bolzendrucks als Ausgangspunkt für die analytische Lösung herangezogen, während in dieser Arbeit eine unabhängige theoretische Herleitung erfolgt, die erst am Ende anhand der Ergebnisse einen Vergleich mit den Finite-Element-Berechnungen und den Bauteilversuchen anstellt.

4.2.5 Durch Bolzendruck belastete Kreislochscheibe

Wie in den beiden vorhergehenden Abschnitten beschrieben, können die Spannungszustände in einer Scheibe mit einer kreisförmigen Lochbohrung unter Lochleibungsbeanspruchung bei Berücksichtigung der zuvor aufgelisteten Anforderungen an Material, Belastung und Scheibengeometrie mit dem allgemeinen analytischen Ansatz auf Basis der AIRY'schen Spannungsfunktion ermittelt werden. Da der gezeigte Ansatz von Tehen nur die lokalen Beanspruchungen und den daraus resultierenden Lochleibungsspannungszustand enthält, wird er im Folgenden in Anlehnung an die erst kürzlich von Baitinger für Bolzenverbindungen im Glasbau vorgestellte analytische Lösung (siehe [35] und [61]) ergänzt und weiterentwickelt. Dabei wird eine Lösung für PMMA- Scheiben endlicher Breite unter der Berücksichtigung der tatsächlichen Randbedingungen hinsichtlich des globalen Systems und seiner Lagerung entwickelt.

Der Spannungszustand im Bereich von Bolzenlöchern wird nicht nur durch die lokal wirkenden Lochleibungsspannungen infolge des Bolzendruckes bestimmt (siehe Abbildung 4-9, links), sondern hängt darüber hinaus auch von den Nettoquerschnittsspannungen infolge der Kräfte ab, die in der Scheibe um die Löcher herum geleitet werden müssen. Die Darstellung zeigt, dass die Randbedingungen bei der Girkmann'schen Lösung für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Anwendungen nicht praxisrelevant sind. Die übliche Lagerung des Bauteils erfolgt durch eine einseitige Halterung, während die theoretische Lösung für den Lochleibungszustand von einer im Unendlichen beidseitig gehaltenen Scheibe ausgeht.

Der Grundgedanke der Dimensionierung liegt in der Superposition verschiedener Scheibenspannungszustände und hierbei insbesondere der Hauptzugspannungen im geschwächten Querschnitt (Wangenbruch). Aus diesem Grund ermittelt sich der Gesamtspannungszustand in einer Kreislochscheibe endlicher Breite, die durch einen Bolzendruck belastet wird, durch die Überlagerung des Lochleibungsspannungszustandes in einer unendlichen ausgedehnten Scheibe mit einem Grundspannungszustand in einer Scheibe endlicher Breite (siehe Abbildung 4-9, rechts).

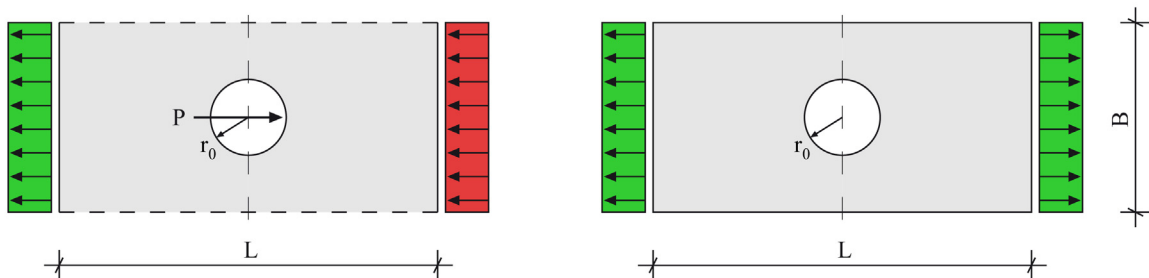


Abbildung 4-9: Gleichgewichtssysteme – links: für den Lochleibungsspannungszustand, rechts: für den Grundspannungszustand

Dabei berücksichtigt der erste Zustand die lokale Beanspruchung infolge Lochleibungsdrucks, während durch den zweiten Zustand eine Beachtung globaler Systemzusammenhänge und deren Wirkung auf den begrenzten Nettoquerschnitt erfolgt. Die Superposition der beiden Spannungszustände ermöglicht das Abbilden verschiedener Randbedingungen. Voraussetzung für die Überlagerung der Spannungszustände ist allerdings ein linear-elastisches Materialverhalten (siehe [124]), welches in dem betrachteten Anwendungsfall für PMMA angenommen werden kann. Die Übertragung der Lösung auf endliche Abmessungen ist zulässig, solange die Scheibe nicht zu schmal wird. Dies kann aber aufgrund von konstruktiven Gesichtspunkten (minimale Randabstände) ausgeschlossen werden (siehe [32] und Kapitel 6) und wird daher im Weiteren unterstellt.

Bei der Anordnung von mehreren Bolzen in Reihe überlagern sich zusätzlich zu den am Einzelloch berechneten Spannungen in der Regel noch Zugbeanspruchungen aus den Nachbarbolzen, da die bis zu diesem Punkt übertragene, aufsummierte Last durch den Nettoquerschnitt an der betrachteten Stelle transferiert werden muss. Mit jedem Verbindungsmittel nimmt die Beanspruchung für das folgende Bohrloch zu, da die zuvor übertragene Last am Loch vorbeigeführt werden muss. Auch diese erhöhten Spannungen können durch eine weitere Superposition von Grundspannungszuständen mit dem vorgestellten Ansatz ermittelt werden. Wie man leicht nachvollziehen kann, ist die Kerbe am letzten Bolzen am höchsten belastet. Nähere Erläuterungen zur genauen Vorgehensweise sind Kapitel 6 zu entnehmen.

In den nun folgenden Abschnitten werden die beiden vorgestellten Scheibenbeanspruchungszustände getrennt voneinander betrachtet und die Lösungen nacheinander dargelegt. Für die Lösung des reinen Lochleibungszustandes ist der bereits erwähnte Belastungsansatz von Girkmann ([71]) von großer Wichtigkeit. Auf diesen wird nun im Folgenden genauer eingegangen. Danach wird die Lösung für die Spannungen im Grundspannungszustand bei einer Kreislochscheibe unter einachsiger Zugbeanspruchung eingeführt. Dabei wird weiterhin noch auf die Problematik der maßgebenden Scheibenbreite in Bezug auf die Ermittlung des Gesamtspannungszustandes einzugehen sein.

Grundsätzlich müssen bei der Betrachtung einer PMMA- Scheibe mit Lochleibungsdruck im Einzelloch aufgrund der Lagerbedingungen zwei Belastungsszenarien betrachtet werden. Abbildung 4-10 zeigt die beiden Beanspruchungszustände. Zum einen kann die durch Bolzendruck belastete, einseitig gehaltene Scheibe durch Zug beansprucht werden (siehe Abbildung 4-10 oben) und zum anderen kann die Lochscheibe unter Druck stehen (siehe Abbildung 4-10 unten).

Da für die Bemessung der PMMA- Scheibe immer die maximale Zugspannung im Nettoquerschnitt maßgebend wurde und die unter der Zugbeanspruchung hervorgerufenen Tangentialspannungen direkt am Bohrloch deutlich größer waren als diejenigen im Druckzustand, muss letzterer in der weiteren Bearbeitung nicht eingehend untersucht werden. Die analytische Lösung für den Zugzustand wird später hingegen durch numerische Simulationen und Zugversuche verifiziert und anschließend in einen Bemessungsvorschlag überführt. Zuvor werden zudem schon Plausibilitätsprüfungen anhand von Gleichgewichtsaussagen unter Beachtung der Randbedingungen unternommen.

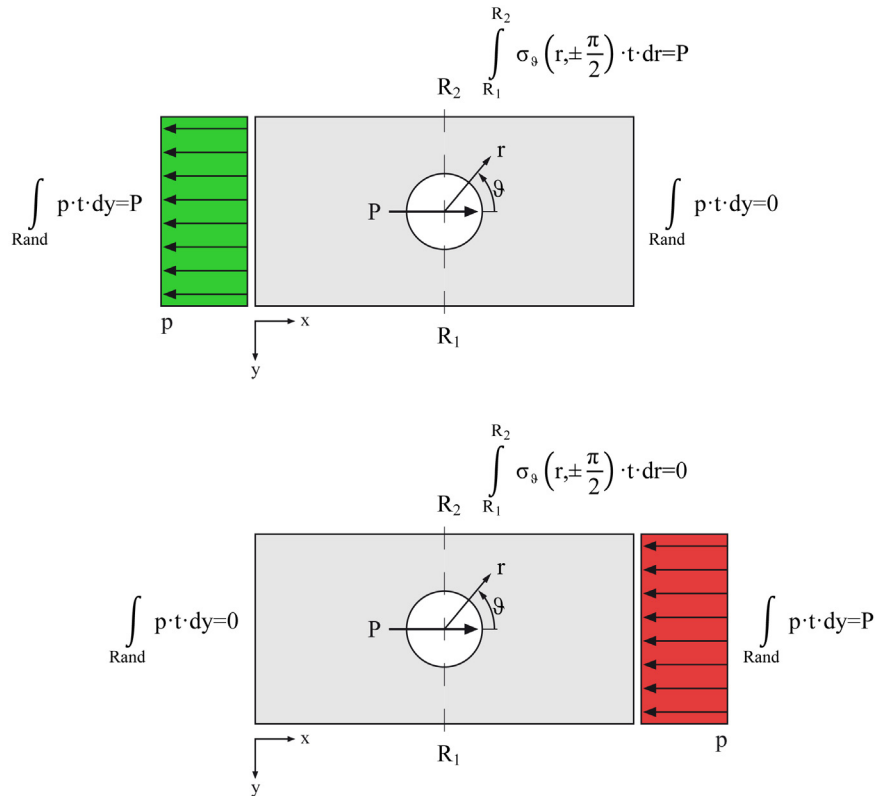


Abbildung 4-10 Gleichgewichtssysteme für die resultierenden Spannungszustände, oben: Zugzustand, unten: Druckzustand

4.2.6 Lösung für den Lochleibungsspannungszustand

Girkmann gibt in [71] einen analytischen Lösungsansatz für den Lochleibungsspannungszustand in einer unendlich ausgedehnten Scheibe an, die durch Bolzendruck an der Wandung des Bohrloches beansprucht wird. Dabei geht er von einem linear-elastischen Materialverhalten von Bolzen und Scheibe aus. Außerdem tritt zwischen Bolzen und Bohrloch kein Lochspiel auf, d.h. dass der Bolzen über den gesamten halben Umfang in Kontakt mit der Wandung des Loches ist. Da die Bohrung eine Kreisform besitzt, bietet es sich an, die Lösung in Polarkoordinaten darzustellen. Das Gleichgewicht mit der Bolzenlast als äußerer Beanspruchung wird über die Ränder der Scheibe erreicht. Diese liegen allerdings im Unendlichen, da die Abmessungen des Flächentragwerks gemäß dem theoretischen Ansatz unendlich groß sind. Im Unendlichen ($r \rightarrow \infty$) gehen die Randspannungen gegen Null, d.h. es stellen sich unendlich kleine Spannungs- und Verformungszustände ein. In Abbildung 4-11 ist das Gleichgewichtssystem einer unendlich ausgedehnten Kreisscheibe, die durch einen Lochleibungsdruck beansprucht wird, dargestellt.

Darin sind:

ϑ Polarkoordinate gemäß Abbildung 4-13

$f_0, f_1, f_2, \dots, f_n$ Terme der Reihenentwicklung.

Auf diese Weise können verschiedene Druckbeanspruchungen am Rand des Bohrlochs in der PMMA- Scheibe beschrieben werden. Dabei wird die Belastung des Lochrandes auf der lastabgewandten Seite, also im Bereich $\pi/2 \leq \vartheta \leq 3/2 \pi$, zu Null gesetzt. Abbildung 4-13 stellt die Verteilung des Bolzendruckes über die Bohrlochwandung dar. Es werden im Kontaktbereich nur Radialspannungen hervorgerufen, da der gewählte Ansatz Reibungskräfte zwischen Bolzen und Lochrand vernachlässigt und somit an dieser Stelle keine tangentialen Spannungen hervorgerufen werden. Die dargestellten Druckspannungen sind als Randbedingung des zu lösenden Spannungsproblems heranzuziehen.

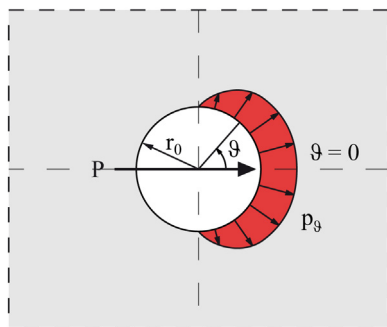


Abbildung 4-13: Verteilung des Lochleibungsdruckes über den Lochrand der unendlich ausgedehnten Kreislochscheibe (vgl. [71])

In Abbildung 4-14 sind beispielhaft die ersten fünf Belastungsglieder aus der Fourier-Reihenentwicklung aus Gleichung (4-24) zu sehen.

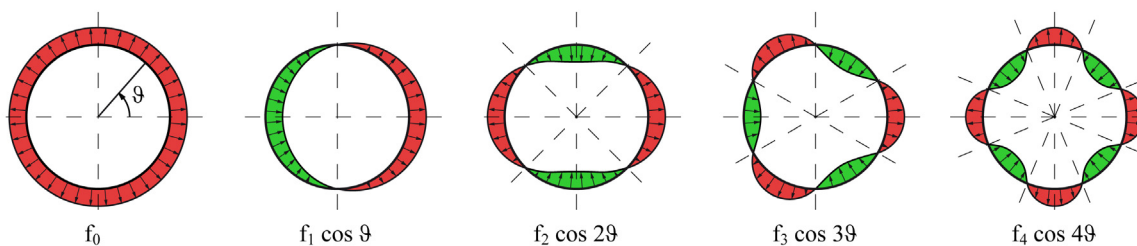


Abbildung 4-14: Belastungsansatz mit einer Cosinus-Reihenentwicklung (vgl. [71])

Abgesehen von der in Abbildung 4-15 dargestellten Teilbelastung $f_1 \cdot \cos \vartheta$ bilden alle weiteren Summanden der Funktion p_ϑ Gleichgewichtssysteme. Da angenommen wird, dass die Reibungskräfte zwischen Bolzen und PMMA- Scheibe vernachlässigt werden können, ist die Größe der Amplitude des antimetrischen Belastungsanteils f_1 unabhängig von der Verteilung der Bolzenkraft über den Lochrand und wird nur durch die Bolzenkraft P bestimmt.

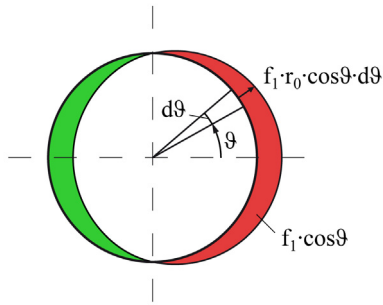


Abbildung 4-15: Antimetrische Teilbelastung $f_1 \cdot \cos \vartheta$ (vgl. [71])

Durch Gleichgewichtsbetrachtungen lässt sich nun die Maximalamplitude f_1 des antimetrischen Belastungsanteils direkt bestimmen. Auf ein infinitesimales Element des Lochumfangs mit der Länge $r_0 \cdot d\vartheta$ (r_0 : Bohrungsdurchmesser) entfällt unter der dargestellten Teilbelastung die Druckbeanspruchung $f_1 \cdot r_0 \cdot \cos \vartheta \cdot d\vartheta$. Betrachtet man nur die Komponente in Richtung der Bolzenkraft P , also für $\vartheta = 0^\circ$, ergibt sich $f_1 \cdot r_0 \cdot \cos^2 \vartheta \cdot d\vartheta$. Damit lässt sich folgende Gleichgewichtsbedingung formulieren:

$$\int_0^{2\pi} f_1 \cdot r_0 \cdot \cos^2 \vartheta \cdot d\vartheta = P. \quad (4-25)$$

Nach Lösen des Integrals folgt hieraus:

$$f_1 \cdot r_0 \cdot \pi = P \quad (4-26)$$

und damit schließlich der Beiwert f_1 :

$$f_1 = \frac{P}{r_0 \cdot \pi}. \quad (4-27)$$

Entsprechend führt die gleiche Betrachtung bei den symmetrischen Belastungsanteilen zu dem Ergebnis

$$f_n \cdot r_0 \cdot \pi = 0. \quad (4-28)$$

Für diese Bedingung findet sich aber nur die triviale Lösung

$$f_0 = f_2 = f_3 = \dots = f_n = 0. \quad (4-29)$$

Dieser Ansatz hilft also bei der noch notwendigen Bestimmung der einzelnen Beiwerte nicht weiter. Es müssen zusätzliche Annahmen getroffen und Randbedingungen definiert werden, mit deren Hilfe man die Belastungsfunktion ermitteln kann. Zunächst sollen allerdings die Spannungen in der Scheibe für den dargestellten Belastungsansatz beschrieben werden.

Dies kann, wie zuvor erläutert, mittels einer geeigneten AIRY'schen Spannungsfunktion geschehen. Sie wird wie folgt definiert:

$$F(r, \vartheta) = F_0(r) + F_1(r, \vartheta) + F_2(r, \vartheta) \quad (4-30)$$

und setzt sich aus den bekannten Integralen der Scheibengleichung

$$\Delta\Delta F = F'''' + \frac{2}{r} \cdot F''' + \frac{1}{r^2} \cdot (2 \cdot F'''' - F'') + \frac{1}{r^3} \cdot (F' - 2 \cdot F''') + \frac{1}{r^4} \cdot (F'''' + 4 \cdot F'') = 0 \quad (4-31)$$

zusammen (siehe vorne und [71], [158]). Die Ansätze für die Spannungsfunktionen entsprechen den drei Teilbelastungen. Sie erfüllen die Bedingung der Gleichung (4-31) und bilden somit eine gültige Grundlage für die Beschreibung des Spannungszustandes in der Lochscheibe. Auf die vollständige Herleitung der Lösung wird an dieser Stelle verzichtet. Diese kann [71] entnommen werden. Die wesentlichen Gleichungen werden hier aber angegeben.

Die erste Teilbelastung ruft in der Scheibe einen vom Winkel ϑ unabhängigen, dreh-symmetrischen Spannungszustand hervor. In [121] wird dafür die folgende Spannungsfunktion angegeben:

$$F_0(r) = A_{10} + A_{20} \cdot \ln \frac{r}{r_0} + A_{30} \cdot r^2 + A_{40} \cdot r^2 \cdot \ln \frac{r}{r_0}. \quad (4-32)$$

Daraus ergeben sich die Spannungen in der Scheibe wie folgt:

$$\sigma_r(r) = \frac{1}{r^2} A_{20} + 2 \cdot A_{30} + A_{40} \cdot \left(2 \cdot \ln \frac{r}{r_0} + 1 \right), \quad (4-33)$$

$$\sigma_\vartheta(r) = -\frac{1}{r^2} A_{20} + 2 \cdot A_{30} + A_{40} \cdot \left(2 \cdot \ln \frac{r}{r_0} + 3 \right), \quad (4-34)$$

$$\tau_{r\vartheta}(r) = 0. \quad (4-35)$$

Mit wachsender Entfernung vom Loch ($r \rightarrow \infty$) müssen die inneren Kräfte in der Scheibe abnehmen. Bei einem linear-elastischen Werkstoffverhalten und unendlich großen Scheibenabmessungen klingen die Spannungen dann praktisch vollkommen ab. Deshalb muss gelten:

$$A_{30} = A_{40} = 0. \quad (4-36)$$

Die fehlende Konstante A_{20} kann nun aus der Randbedingung am Bohrungsrand für $r = r_0$ ermittelt werden. Da die Schubspannung an dieser Stelle bereits Null ist, ergibt sich die fehlende Konstante aus der Forderung

$$\sigma_r(r=r_0) = -\frac{P_\vartheta}{t} \quad (4-37)$$

zu

$$A_{20} = -\frac{P_\vartheta}{t} \cdot r_0^2. \quad (4-38)$$

Mit den Ergebnissen für die drei über die Randbedingungen ermittelten Konstanten erhält man die Spannungskomponenten für die drehsymmetrische Teilbelastung:

$$\sigma_{r,0}(r) = -\frac{r_0^2}{r^2} \cdot \frac{f_0}{t}, \quad (4-39)$$

$$\sigma_{\vartheta,0}(r) = +\frac{r_0^2}{r^2} \cdot \frac{f_0}{t}, \quad (4-40)$$

$$\tau_{r\vartheta,0}(r) = 0. \quad (4-41)$$

Darüber hinaus wird in [71] für die antimetrische Teilbelastung $f_1 \cdot \cos \vartheta$ von dem folgenden Ansatz für die Spannungsfunktion F_1 ausgegangen:

$$F_1(r, \vartheta) = \left(\frac{A_{21}}{r} + A_{41} \cdot r \cdot \ln r \right) \cdot \cos \vartheta + B \cdot r \cdot \vartheta \cdot \sin \vartheta. \quad (4-42)$$

Durch Bilden der partiellen Ableitungen und Einsetzen in die bekannten Gleichungen für die Spannungen erhält man daraus:

$$\sigma_r(r, \vartheta) = \left(-\frac{2 \cdot A_{21}}{r^3} + \frac{2 \cdot B + A_{41}}{r} \right) \cdot \cos \vartheta, \quad (4-43)$$

$$\sigma_\vartheta(r, \vartheta) = \left(\frac{2 \cdot A_{21}}{r^3} + \frac{A_{41}}{r} \right) \cdot \cos \vartheta, \quad (4-44)$$

$$\tau_{r\vartheta}(r, \vartheta) = \left(\frac{A_{41}}{r} - \frac{2 \cdot A_{21}}{r^3} \right) \cdot \sin \vartheta. \quad (4-45)$$

Unter Berücksichtigung der statischen Randbedingungen am Bohrungsrand und an den im Unendlichen liegenden Scheibenrändern können die zuvor unbekannten Konstanten A_{21} , A_{41} und B berechnet werden. Dazu wird eine weitere kinematische Randbedingung notwendig. Mit Verweis auf [71] für die detaillierte Herleitung der einzelnen Beiwerte werden die sich damit ergebenden Spannungszustände hier nur angegeben:

$$\sigma_{r,1}(r, \vartheta) = -\frac{(1-\mu)}{4 \cdot t} \cdot f_1 \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[\left(\frac{r_0}{r} \right)^2 + \frac{3+\mu}{1-\mu} \right] \cdot \cos \vartheta, \quad (4-46)$$

$$\sigma_{\vartheta,1}(r, \vartheta) = \frac{(1-\mu)}{4 \cdot t} \cdot f_1 \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[1 + \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \right] \cdot \cos \vartheta, \quad (4-47)$$

$$\tau_{r\vartheta,1}(r, \vartheta) = \frac{(1-\mu)}{4 \cdot t} \cdot f_1 \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \right] \cdot \sin \vartheta. \quad (4-48)$$

Schließlich muss noch für die Restbelastung $\sum_{n=2}^{\infty} f_n \cdot \cos n\vartheta$ eine passende Spannungsfunktion gefunden werden. Hierbei wird auf einen in [121] dargestellten Ansatz zurückgegriffen.

Er lautet:

$$F_2(r, \vartheta) = \sum_{n=2}^{\infty} (A_{2n} \cdot r^{-n} + A_{4n} \cdot r^{-n+2}) \cdot \cos n\vartheta. \quad (4-49)$$

Die zugehörigen Gleichungen für die Spannungskomponenten sind:

$$\sigma_r(r, \vartheta) = \sum_{n=2}^{\infty} \left[-n \cdot (n+1) \cdot A_{2n} \cdot r^{-n-2} - (n+2)(n-1) \cdot A_{4n} \cdot r^{-n} \right] \cdot \cos n\vartheta, \quad (4-50)$$

$$\sigma_{\vartheta}(r, \vartheta) = \sum_{n=2}^{\infty} \left[n \cdot (n+1) \cdot A_{2n} \cdot r^{-n-2} + (n-2)(n-1) \cdot A_{4n} \cdot r^{-n} \right] \cdot \cos n\vartheta, \quad (4-51)$$

$$\tau_{r\vartheta}(r, \vartheta) = -\sum_{n=2}^{\infty} \left[n \cdot (n+1) \cdot A_{2n} \cdot r^{-n-2} + n \cdot (n-1) \cdot A_{4n} \cdot r^{-n} \right] \cdot \sin n\vartheta. \quad (4-52)$$

Auch hier müssen wieder die bekannten statischen Randbedingungen am Bohrungsrand und an den Scheibenrändern betrachtet werden, um schlussendlich die sich für diese Teilbelastung einstellenden Spannungszustände berechnen zu können (siehe [71]):

$$\sigma_{r,2}(r, \vartheta) = -\frac{1}{2t} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} f_n \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n+2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos n\vartheta, \quad (4-53)$$

$$\sigma_{\vartheta,2}(r, \vartheta) = \frac{1}{2t} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} f_n \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n-2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos n\vartheta, \quad (4-54)$$

$$\tau_{r\vartheta,2}(r, \vartheta) = -\frac{1}{2t} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} f_n \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot n \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \sin n\vartheta. \quad (4-55)$$

Die Gesamtspannungskomponenten ergeben sich nun durch Superposition der einzelnen Glieder gemäß Gleichung (4-30) zu:

$$\sigma_{r,\text{Lochleibung}}(r, \vartheta) = \sigma_{r,0}(r) + \sigma_{r,1}(r, \vartheta) + \sigma_{r,2}(r, \vartheta), \quad (4-56)$$

$$\sigma_{\vartheta,\text{Lochleibung}}(r, \vartheta) = \sigma_{\vartheta,0}(r) + \sigma_{\vartheta,1}(r, \vartheta) + \sigma_{\vartheta,2}(r, \vartheta), \quad (4-57)$$

$$\tau_{r\vartheta,\text{Lochleibung}}(r, \vartheta) = \tau_{r\vartheta,0}(r) + \tau_{r\vartheta,1}(r, \vartheta) + \tau_{r\vartheta,2}(r, \vartheta). \quad (4-58)$$

Durch Einsetzen der einzelnen Anteile erhält man schließlich die Gesamtlösung:

$$\sigma_{r,\text{LL}}(r, \vartheta) = -\frac{f_0}{t} \cdot \frac{r_0^2}{r^2} - \frac{(1-\mu)}{4 \cdot t} \cdot f_1 \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[\frac{r_0^2}{r^2} + \frac{3+\mu}{1-\mu} \right] \cdot \cos \vartheta - \frac{1}{2t} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} f_n \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n+2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos n\vartheta, \quad (4-59)$$

$$\sigma_{\vartheta,\text{LL}}(r, \vartheta) = \frac{f_0}{t} \cdot \frac{r_0^2}{r^2} + \frac{(1-\mu)}{4 \cdot t} \cdot f_1 \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[1 + \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos \vartheta + \frac{1}{2t} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} f_n \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n-2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos n\vartheta, \quad (4-60)$$

$$\tau_{r\vartheta,\text{LL}}(r, \vartheta) = \frac{(1-\mu)}{4 \cdot t} \cdot f_1 \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \sin \vartheta - \frac{1}{2t} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} f_n \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot n \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \sin n\vartheta. \quad (4-61)$$

Mithilfe der Gleichungen (4-59), (4-60) und (4-61) ist es nun möglich, die Radial-, Tangential- und Schubspannungen in einer unendlich ausgedehnten Scheibe infolge einer beliebigen Bolzendruckbelastung p_0 [Kraft / Längeneinheit] am Rand der Bohrung, die sich durch eine Cosinus- Reihe gemäß Gleichung (4-24) darstellen lässt, in Abhängigkeit von den Polarkoordinaten r und ϑ zu ermitteln. Die Gleichungen gelten für homogene, isotrope und linear-elastische Materialien.

Für die analytische Lösung im Glasbau (siehe [35] und [61]) wird an dieser Stelle durch das Heranziehen von numerischen Berechnungen eine Überführung der Kontaktspannungen am Bohrloch aus dem numerischen Modell in eine Cosinus- Reihe unter Berücksichtigung des Kontakts Bolzen – Hülse – Glas vorgenommen.

Dazu muss zunächst, noch vor der Durchführung von analytischen Berechnungen, die Bestimmung der Lasteinwirkungsfunktion mittels Numerik erfolgen. Den Ergebnissen der FE- Berechnungen werden dabei die Kontaktspannungen am Bohrlochrand entnommen und unter Zuhilfenahme eines Algebraprogramms als Cosinus- Reihe beschrieben. Die so erhaltenen Beiwerte f_0 bis f_{20} für die ersten 21 Reihenglieder werden auf eine Einheitsbelastung normiert und als Vektor dargestellt. Somit ist man in der Lage, den Lochleibungsdruck auf eine beliebige Verbindungsgeometrie zu übertragen. Die Belastung des Bohrungsrandes infolge einer Bolzenkraft kann dadurch näherungsweise für verschiedene Bolzenkräfte P und Bohrungsradien r_0 ermittelt werden. Nach Einsetzen des Lastvektors in die Gleichungen der Gesamtlösung für den Lochleibungsspannungszustand erhält man schließlich die jeweiligen Spannungsverteilungen.

Dieser Vorgang erscheint fehleranfällig und aufwändig. Außerdem ist es damit nicht möglich, eine unabhängige Prüfung der Berechnungsergebnisse vorzunehmen, da die analytische Berechnung ganz entscheidend mit dem numerischen Modell zusammenhängt. Es wird davon ausgegangen, dass die FEM- Modellierung des Kontaktes zwischen Bolzen und Zwischenmaterial bzw. Zwischenmaterial und Glasscheibe die Wirklichkeit hinreichend genau abbildet. Eine Verifikation dieser Annahme wird nicht vorgenommen.

Daher wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein anderer, neuer Weg beschritten, bei dem zunächst eine unabhängige analytische Lösung hergeleitet wird, die dann im Nachgang durch Finite- Element- Berechnungen und Versuche bestätigt wird. Auf diese Weise ist es möglich, eine geschlossene Lösung vorzustellen, die noch dazu in relativ einfache Bemessungsgleichungen für die Ermittlung der maßgebenden Spannungen mündet. Damit wird es dem praktisch tätigen Bemessungsingenieur möglich, die maximalen Spannungen im PMMA- Bauteil einer Lochleibungsverbindung durch übersichtliche Handformeln zu errechnen.

Als Grundgedanke geht diese Lösung davon aus, dass sich der Lochleibungsdruck über den halben Umfang der Lochwandung entsprechend einem Cosinus- Verlauf verteilt. Durch diese Vereinfachung können die Spannungskomponenten mit einer geschlossenen analytischen Lösung dargestellt werden. Im Kapitel 4.3 wird später anhand von Finite- Element- Berechnungen für verschiedene Lastverteilungen gezeigt werden, dass der Einfluss des exakten Verlaufs auf die maximalen Zugspannungen an der Kerbe nicht sehr groß ist.

Deshalb erscheint diese Näherung als hinreichend genau. Dies wird später in Kapitel 4.4 auch durch die Versuchsergebnisse bestätigt. Im nächsten Abschnitt wird nun die bis hierhin beschriebene Lösung für den Lochleibungsspannungszustand auf dieser Grundlage weiterentwickelt.

4.2.7 Ansatz für die Beschreibung der Teilbelastungen f_0 bis f_n

Die im vorigen Abschnitt dargestellte Lösung für den Lochleibungsspannungszustand gilt für eine beliebige Bolzendruckverteilung am Rand der Lochbohrung in der unendlich ausgedehnten Scheibe. Der Bolzendruck wird dabei durch eine Fourier- Reihe entwickelt. In Abhängigkeit von dieser entwickelten Lastfunktion können so die Spannungen innerhalb der Lochscheibe ermittelt werden. Allerdings sind die Ergebnisse von den zu diesem Zeitpunkt noch unbekannten Vorfaktoren f_0 bis f_n abhängig. Mit der Annahme eines cosinusförmigen Bolzendruckverlaufs auf der lastzugewandten Seite, also im Bereich $-\pi/2 \leq \vartheta \leq +\pi/2$, kann der Bolzendruck aus dem Gleichgewicht der Kräfte genau festgelegt werden. Dadurch ist es möglich, die einzelnen Vorfaktoren der Fourier- Reihe zurückzurechnen. Abbildung 4-16 zeigt links den nicht exakt bestimmaren, tatsächlichen Verlauf des Bolzendrucks über den Lochrand. Rechts daneben ist die Annäherung über eine Cosinus- Funktion $f(\vartheta)$ zu sehen. Der Maximalwert des Lochleibungsdrucks tritt in Richtung der Bolzenlast P auf und wird im Weiteren mit f_{\max} bezeichnet.



Abbildung 4-16: Verteilung des Lochleibungsdruckes über den Lochrand
links: Tatsächlicher Verlauf, rechts: Näherung über Cosinus- Funktion

Die Ermittlung des maximalen Bolzendrucks f_{\max} erfolgt nun aus dem Kräftegleichgewicht:

$$\int_{-\pi/2}^{+\pi/2} f_{\max} \cdot r_0 \cdot \cos^2 \vartheta \cdot d\vartheta = P. \quad (4-62)$$

Nach Lösen des Integrals folgt hieraus:

$$f_{\max} \cdot r_0 \cdot \frac{\pi}{2} = P \quad (4-63)$$

und damit der Maximalwert des Bolzendrucks f_{\max} :

$$f_{\max} = \frac{2 \cdot P}{r_0 \cdot \pi}. \quad (4-64)$$

Für die Verteilungsfunktion des Lochleibungsdruckes über den Bolzenrand erhält man daraus schließlich:

$$f(\vartheta) = \frac{2 \cdot P}{r_0 \cdot \pi} \cdot \cos \vartheta. \quad (4-65)$$

Mit dieser bekannten Verteilungsfunktion kann man nun eine gute Näherung mittels einer Fourier- Reihe durch eine stetige Funktion p_ϑ erreichen. Der gewählte Ansatz ist z.B. [71], [121] oder [77] zu entnehmen und lautet wie folgt:

$$p_\vartheta = \frac{1}{2} \cdot a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cdot \cos n\vartheta = f_0 + \sum_{n=1}^{\infty} f_n \cdot \cos n\vartheta. \quad (4-66)$$

Im allgemeinen Ansatz stellt das Reihenglied $\frac{1}{2} \cdot a_0$ einen Mittelwert für die Funktion, also eine Durchschnittsbelastung, dar. Im Girkmann'schen Ansatz wird dieses Glied durch f_0 ersetzt. Es beschreibt eine gleichmäßig verteilte Randbelastung, durch die die Scheibe umlaufend auf Druck beansprucht wird.

Die Bestimmung der Freiwerte a_n erfolgt nun aus der Forderung, dass die Summe der Fehlerquadrate ein Minimum annimmt. Wenn die Ansatzfunktionen orthogonale Systeme bilden, vereinfacht sich die Rechnung erheblich. Dies ist z.B. bei den trigonometrischen Cosinus- Funktionen der Fall. Dadurch gelten die folgenden Bestimmungsgleichungen für die unbekannten Freiwerte (vergl. [121], [71] und [77]):

$$a_0 = 2 \cdot f_0 = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{2\pi} f(\vartheta) d\vartheta, \quad (4-67)$$

$$a_n = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{2\pi} f(\vartheta) \cdot \cos(n\vartheta) d\vartheta. \quad (4-68)$$

Mit der Berechnung der einzelnen Freiwerte erhält man die Information, ob ein Reihenglied $f_i \cdot \cos i\vartheta$ einen Einfluss auf die Druckverteilung am Bolzenloch hat und wie groß dieser im Verhältnis zum Gesamtlöchleibungsdruck ist. Im Folgenden werden nun die einzelnen Fourier- Koeffizienten für das vorliegende Problem bestimmt:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{-\pi/2}^{+\pi/2} \frac{2 \cdot P}{r_0 \cdot \pi} \cdot \cos \vartheta d\vartheta = \frac{2 \cdot P}{r_0 \cdot \pi^2}, \quad (4-69)$$

$$f_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{-\pi/2}^{+\pi/2} \frac{2 \cdot P}{r_0 \cdot \pi} \cdot \cos \vartheta \cdot \cos \vartheta d\vartheta = \frac{P}{r_0 \cdot \pi}, \quad (4-70)$$

$$f_n = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{-\pi/2}^{+\pi/2} \frac{2 \cdot P}{r_0 \cdot \pi} \cdot \cos \vartheta \cdot \cos(n\vartheta) d\vartheta = \frac{2 \cdot P}{r_0 \cdot \pi^2} \cdot \int_{-\pi/2}^{+\pi/2} \cos \vartheta \cdot \cos(n\vartheta) d\vartheta. \quad (4-71)$$

Das sich ergebende Integral, welches zwei Cosinus- Terme mit unterschiedlichen Argumenten enthält, muss in einer Nebenrechnung, Gleichung (4-73), zuerst gelöst werden. Dazu wird die folgende trigonometrische Beziehung genutzt (vgl. z.B. [46]):

$$\cos x \cdot \cos y = \frac{1}{2} \cdot [\cos(x - y) + \cos(x + y)], \quad (4-72)$$

$$\int_{-\pi/2}^{+\pi/2} \cos \vartheta \cdot \cos(n\vartheta) d\vartheta = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\sin\{(n-1) \cdot \vartheta\}}{n-1} + \frac{\sin\{(n+1) \cdot \vartheta\}}{n+1} \right]_{-\pi/2}^{+\pi/2} \quad (4-73)$$

$$= \frac{\sin\left\{(n-1) \cdot \frac{\pi}{2}\right\}}{n-1} + \frac{\sin\left\{(n+1) \cdot \frac{\pi}{2}\right\}}{n+1} = \frac{-2}{n^2 - 1} \cdot \cos\left(\frac{n \cdot \pi}{2}\right).$$

Mit diesem Zwischenergebnis erhält man die restlichen Koeffizienten wie folgt:

$$f_n = -\frac{4 \cdot P}{r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2 - 1}. \quad (4-74)$$

In Tabelle 4-1 sind die ersten 13 Fourier- Koeffizienten zusammengestellt. Zum Vergleich sind auch die numerisch ermittelten Werte aus [35] angegeben.

Tabelle 4-1: Zusammenstellung der Fourier- Koeffizienten des Lastansatzes

| Reihenglied | Koeffizient | Koeffizient | Koeffizient |
|-------------|---------------------------|-------------|-----------------|
| n | f_n | f_n | f_n nach [35] |
| $[-]$ | $[P / (r_0 \cdot \pi^2)]$ | $[P / r_0]$ | $[P / r_0]$ |
| 0 | 2 | 0,2026 | 0,2067 |
| 1 | π | 0,3183 | 0,3186 |
| 2 | 4/3 | -0,1351 | 0,1205 |
| 3 | 0 | 0 | -0,0213 |
| 4 | -4/15 | 0,0270 | -0,0414 |
| 5 | 0 | 0 | -0,0029 |
| 6 | 4/35 | -0,0116 | 0,0133 |
| 7 | 0 | 0 | -0,0013 |
| 8 | -4/63 | 0,0064 | -0,0101 |
| 9 | 0 | 0 | -0,0012 |
| 10 | 4/99 | -0,0041 | 0,0053 |
| 11 | 0 | 0 | -0,0005 |
| 12 | -4/143 | 0,0028 | -0,0049 |

Es wird deutlich, dass die ersten 3 Reihenglieder den stärksten Einfluss auf die Belastungsfunktion haben. Gerade diese Koeffizienten stimmen mit einer hinreichenden Genauigkeit mit den Finite- Element- Berechnungen von [35] überein. Abbildung 4-17 stellt die einzelnen Teilbelastungen unter Berücksichtigung ihres Beitrages zur Gesamtbelastung dar.

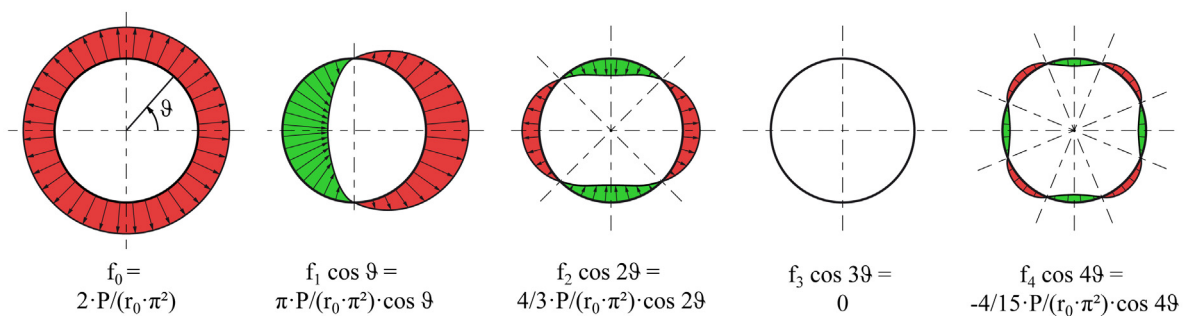


Abbildung 4-17: Gewichtete Teilbelastungen der Cosinus- Reihenentwicklung

Nachdem die Berechnung der einzelnen Teilbelastungen erfolgt ist, kann nun die vollständige Belastungsfunktion durch Einsetzen in Gleichung (4-66) aufgestellt werden:

$$p_{\vartheta} = \frac{2 \cdot P}{r_0 \cdot \pi^2} + \frac{P}{r_0 \cdot \pi} \cdot \cos \vartheta - \frac{4 \cdot P}{r_0 \cdot \pi^2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2 - 1} \cdot \cos n\vartheta. \quad (4-75)$$

Abbildung 4-18 veranschaulicht die gewählte Belastungsfunktion für den analytischen Ansatz. Zum Vergleich werden noch die zuvor beschriebenen Ansätze von Techen ([158]) und Baitinger ([35]) dargestellt. Es zeigt sich, dass die mithilfe der Reihenentwicklung ermittelte Belastungsfunktion den gewählten Cosinus- Ansatz sehr genau abbildet. Die beiden Kurven des Diagramms liegen übereinander und sind daher kaum voneinander zu unterscheiden.

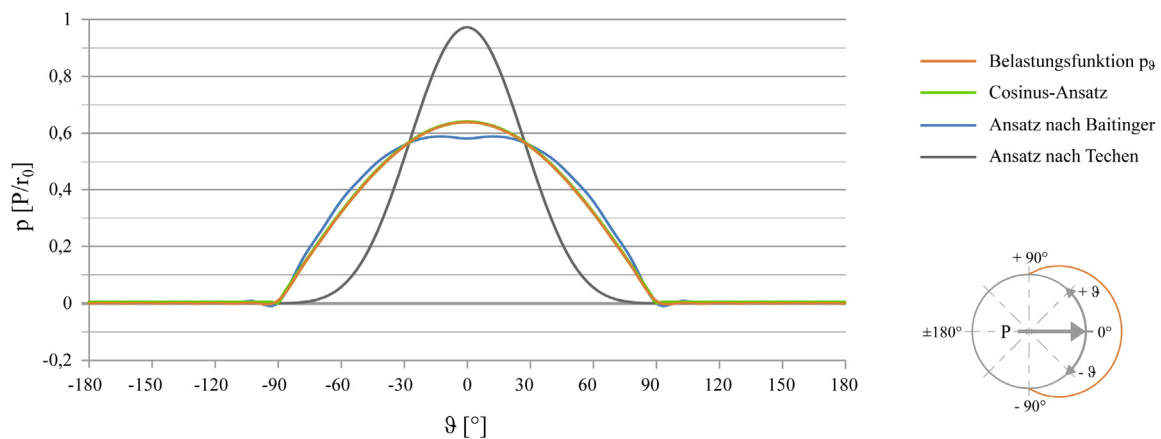


Abbildung 4-18: Gewählte Belastungsfunktion im Vergleich zu anderen Ansätzen ([35], [158])

Bei dem Ansatz von Techen wird die Belastungsfunktion allein über die Bedingung aufgestellt, dass die Funktion im unbelasteten Bereich für die ersten sieben Reihenglieder den Wert Null ergibt. Wie in der Abbildung sehr gut zu erkennen ist, werden Form und Amplitude der Last dadurch nur unbefriedigend modelliert. Dadurch erklärt sich zum Teil auch, warum die Stelle der maximalen Beanspruchung nicht unter einem Winkel von 90° zur Lastrichtung auftritt, was im Widerspruch zu allen anderen bekannten Untersuchungen zu diesem Thema steht. Baitinger entnimmt die Belastungsfunktion für die in [35] dargelegte analytische Lösung den Ergebnissen der numerischen Simulation. Dabei wird sowohl der Kontakt zwischen Glas und Bolzen als auch eine Hülse mit Zwischenschicht modelliert. Aus der Formänderung der Hülse an der direkten Kontaktstelle ergibt sich eine kleine Abflachung der Belastungsfunktion unter dem Winkel von 0° , die so bei der hier vorliegenden PMMA-Bolzen- Verbindung nicht auftritt. Außerdem taucht diese Delle bei der Darstellung der Druckspannungen in der Glasscheibe auch bei [35] nicht im Finite- Element- Ergebnis auf. Sieht man von dieser begründeten Unterscheidung ab, befindet sich die ermittelte Belastungsfunktion in sehr guter Übereinstimmung mit [35].

Im nächsten Schritt werden jetzt die ermittelten Freiwerte in die Lösungen der Scheiben-Differentialgleichung eingesetzt und man erhält die folgenden Spannungsfunktionen für den Lochleibungsspannungszustand:

$$\begin{aligned}\sigma_{r,LL}(r, \vartheta) = & -\frac{2 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{r_0^2}{r^2} - \frac{(1-\mu)}{4} \cdot \frac{P}{t \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[\frac{r_0^2}{r^2} + \frac{3+\mu}{1-\mu} \right] \cdot \cos \vartheta \\ & - \frac{1}{2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{-4 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2-1} \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n+2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos n\vartheta,\end{aligned}\quad (4-76)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\vartheta,LL}(r, \vartheta) = & \frac{2 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{r_0^2}{r^2} + \frac{(1-\mu)}{4} \cdot \frac{P}{t \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[1 + \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos \vartheta \\ & + \frac{1}{2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{-4 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2-1} \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n-2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos n\vartheta,\end{aligned}\quad (4-77)$$

$$\begin{aligned}\tau_{r\vartheta,LL}(r, \vartheta) = & \frac{(1-\mu)}{4} \cdot \frac{P}{t \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \sin \vartheta \\ & + \frac{1}{2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{4 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2-1} \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot n \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \sin n\vartheta.\end{aligned}\quad (4-78)$$

Setzt man den Radius $r = r_0$, so erhält man den Verlauf der Spannungen am Bohrungsrand. Aus Gleichung (4-78) wird direkt ersichtlich, dass die Schubspannungen am Rand verschwinden. Dies stimmt mit den Annahmen dieses Berechnungsansatzes überein. Die Radial- und Tangentialspannungen am Rand werden durch die folgenden Gleichungen beschrieben:

$$\sigma_{r,LL}(r_0, \vartheta) = -\frac{2 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} - \frac{P}{t \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot \cos \vartheta + \frac{4 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2-1} \cdot \cos n\vartheta, \quad (4-79)$$

$$\sigma_{\vartheta,LL}(r_0, \vartheta) = \frac{2 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} + \frac{(1-\mu)}{2} \cdot \frac{P}{t \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot \cos \vartheta + \frac{4 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2-1} \cdot \cos n\vartheta. \quad (4-80)$$

Abbildung 4-19 zeigt den Verlauf der Radialspannungen als Funktion des Winkels ϑ über den Umfang des Bohrungsrandes.

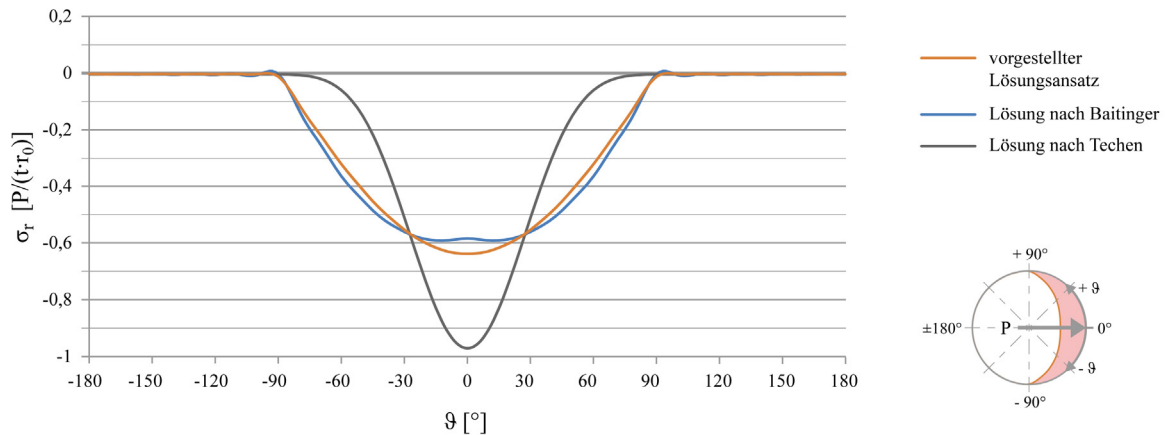


Abbildung 4-19: Radialspannungen am Bohrungsrand (Vergleich mit [35], [158])

Erwartungsgemäß verlaufen die Radialspannungen in der PMMA- Scheibe affin zu der Verteilung des Lochleibungsdruckes auf den Bohrungsrand. Folglich ergibt sich auch hier die gleiche Abweichung gegenüber dem Rechenmodell von Tehen.

Der Verlauf der Tangentialspannungen über den Umfang des Bohrloches ist Abbildung 4-20 zu entnehmen.

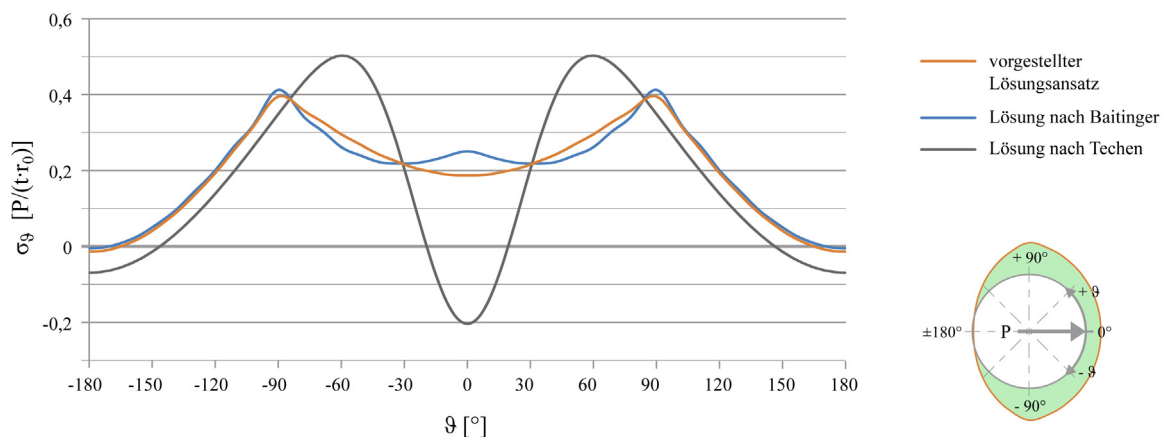


Abbildung 4-20: Tangentialspannungen am Bohrungsrand (Vergleich mit [35], [158])

Es zeigt sich, dass auch die Ergebnisse für die Spannungen in der Scheibe sehr gut mit denen von Baitinger übereinstimmen. Dies gilt insbesondere für die maximalen Zugspannungen, die bei beiden Lösungen unter einem Winkel von 90° zur Lastrichtung auftreten. Weiterhin kann man feststellen, dass die hier vorgelegte Lösung besser mit den numerisch ermittelten Randspannungen in [35] übereinstimmen als der dort beschriebene analytische Ansatz. Der Ansatz von Tehen erscheint demgegenüber deutlich weniger für die Ermittlung der Spannungen in einer durch eine Bolzenkraft belasteten Kreislochscheibe aus PMMA geeignet zu sein. Wie zuvor bereits erwähnt, verschiebt sich das Maximum stark in Richtung des Lastangriffspunktes. Außerdem weichen der Spannungsverlauf und dessen Maximum deutlich von den anderen Ergebnissen ab. Aus dem Grund wird auf diesen Ansatz nicht weiter eingegangen.

Für die Ermittlung des Verlaufes der Spannungen im Restquerschnitt und der hier auftretenden maximalen Spannungsspitze ist eine Schnittführung unter einem Winkel von 90° zur Lastrichtung durch das Zentrum des Bohrlochs aufschlussreich. Abbildung 4-21 illustriert den entsprechenden Verlauf der Tangentialspannungen in diesem Schnitt. Dabei wurde ein Ausschnitt aus der unendlich ausgedehnten Scheibe gewählt, der vom Mittelpunkt des Bohrloches bis zu einem Abstand von sieben mal dem Lochradius reicht.

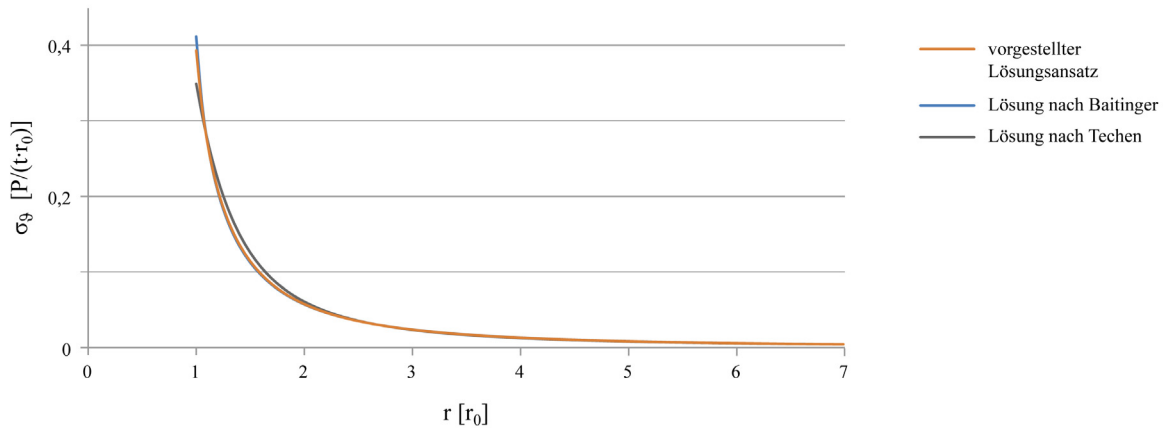


Abbildung 4-21: Tangentialspannungen im Restquerschnitt (Vergleich mit [35], [158])

Man sieht zum einen erneut, wie gut die Ergebnisse mit [35] übereinstimmen. Zum anderen kann man deutlich erkennen, dass der hier beschriebene Lochleibungsspannungszustand zwar sehr gut dazu geeignet ist, die lokalen Verhältnisse in der Scheibe in der direkten Umgebung des durch den Bolzen belasteten Loches zu modellieren, der Einfluss dieses Spannungszustandes sich aber auf der anderen Seite auf einen recht kleinen Bereich beschränkt. Bereits in einer Entfernung vom Bohrloch, die dem vier- bis fünffachen des Halbmessers entspricht, klingt die Zugspannung in dem Restquerschnitt der Scheibe auf weniger als zwei Prozent des Maximalwertes ab. Aus dieser Betrachtung wird deutlich, wie wichtig die zusätzliche Berücksichtigung der globalen Randbedingungen der Scheibe für die möglichst realistische Bestimmung der Spannungsverläufe am Bohrloch ist.

Die Gleichung zur Bestimmung der Spannungen in dem beschriebenen Schnitt durch den Restquerschnitt ergibt sich aus der allgemeinen Lösung (siehe Gleichung (4-77)) wie folgt:

$$\sigma_{\theta,LL}(r, \pi/2) = \frac{2 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{r_0^2}{r^2} - \frac{2 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{\left[\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right) \right]^2}{n^2 - 1} \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n-2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right]. \quad (4-81)$$

Abbildung 4-22 stellt die mit dem analytischen Modell bestimmten Radialspannungen des Lochleibungsspannungszustandes im Bereich des Bohrloches für eine beispielhafte Lochleibungsverbindung in einer PMMA-Scheibe dar. Die Abmessungen der Verbindung wurden hier einem typischen Probekörper aus den in Kapitel 4.4 noch näher beschriebenen Bauteilversuchen entnommen.

Diese Beispielscheibe wird in den nächsten Abschnitten darüber hinaus auch für den Vergleich von analytischen, numerischen und Versuchsergebnissen herangezogen. Die Scheibendicke beträgt hier 10 mm bei einem Bolzendurchmesser von 12 mm. Die Bolzenlast wird dabei auf 10 kN festgelegt.

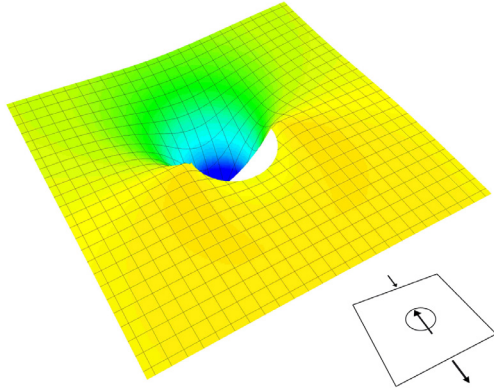


Abbildung 4-22: Radialspannungsverteilung in N/mm^2 für den Lochleibungsspannungszustand bei $P=10 \text{ kN}$, $d_B=12 \text{ mm}$, $t=10 \text{ mm}$

Für die gleiche Beispielscheibe illustriert Abbildung 4-23 die Tangentialspannungen aus der analytischen Berechnung. Am Lochrand entsprechen die maximalen Tangentialspannungen den maximalen Hauptzugspannungen. In dem vom Loch entfernten Bereich müssen die Hauptspannungen erst noch rechnerisch ermittelt werden. Da das Versagen allerdings immer vom Bohrungsrand ausgeht, kann auf eine weitere Berechnung für die Bemessung der Verbindung verzichtet werden.

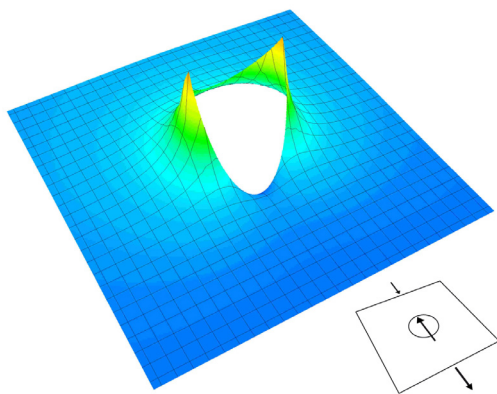


Abbildung 4-23: Tangentialspannungsverteilung in N/mm^2 für den Lochleibungsspannungszustand bei $P=10 \text{ kN}$, $d_B=12 \text{ mm}$, $t=10 \text{ mm}$

Auf eine grafische Darstellung des Verlaufes der Schubspannungen im Bereich der Lochbohrung wird hier verzichtet. Direkt am Bohrungsrand gehen diese gegen Null.

Die in diesem Abschnitt hergeleiteten Lösungen für die Spannungsfunktionen beziehen sich auf den Lochleibungsspannungszustand in einer unendlich ausgedehnten Kreislochscheibe, die an zwei Kanten im Unendlichen gehalten ist und durch einen Lochleibungsdruck am Rand des Bohrlochs beansprucht wird. Für Anschlussdetails, wie sie in der Praxis des Bauwesens auftreten und wie sie für das im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Verbundtragsystem Anwendung finden, sind diese Lösungen nur sehr eingeschränkt nutzbar. Einflüsse aus der Anordnung von mehreren Verbindungsmitteln in einer Reihe oder aus den Abständen der Bolzen untereinander und vom Scheibenrand sowie abweichende Lagerungsbedingungen können bisher nicht ausreichend berücksichtigt werden.

Aus diesem Grund wird die oben vorgestellte Lösung im folgenden Abschnitt so ergänzt, dass die Ermittlung der Spannungszustände in der durch Bolzendruck beanspruchten Scheibe bei begrenzter Scheibenbreite und beliebiger Anschlussgeometrie ermöglicht wird.

4.2.8 Lösung für den Grundspannungszustand

Zur Vervollständigung der analytischen Lösung für eine PMMA Scheibe, die als Bauteil in einer Lochleibungsverbindung durch einen Bolzen beansprucht wird, wird im Folgenden in Anlehnung an den in [35] und [61] beschriebenen Ansatz ein Grundspannungszustand definiert, der von einer Kreislochscheibe endlicher Breite unter einachsiger Zugbeanspruchung ausgeht. Durch die Superposition dieses neuen Spannungszustandes mit der im vorigen Kapitel vorgestellten Lösung für die Spannungen infolge des Bolzendruckes soll die Berechnung unter beliebigen Randbedingungen ermöglicht werden. Ausgangspunkt für die weiteren Betrachtungen ist die unendlich ausgedehnte Scheibe mit kreisförmiger Lochbohrung, die beidseitig durch eine gleichförmig verteilte Belastung auf Zug beansprucht wird. Dieses Problem zählt zu den fundamentalen Grundfällen der Kerbspannungslehre. Folglich ist seine Lösung bekannt und wird z.B. in [71], [134], [124] oder [121] abgeleitet. An dieser Stelle wird daher nur kurz auf die wesentlichen Gleichungen eingegangen. In Abbildung 4-24 ist das statische System der Kreislochscheibe unter Zugbeanspruchung dargestellt.

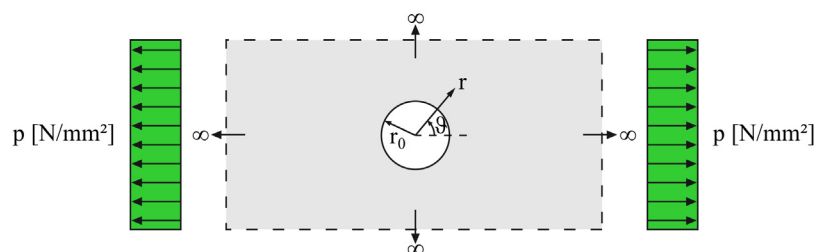


Abbildung 4-24 Unendlich ausgedehnte Kreislochscheibe unter Zugbeanspruchung

Ein allgemeiner Ansatz für die AIRY'sche Spannungsfunktion kann z.B. [121] entnommen werden. Er ist in der folgenden Gleichung gegeben:

$$F(r, \vartheta) = A_{10} + A_{20} \cdot \ln \frac{r}{r_0} + A_{30} \cdot r^2 + A_{40} \cdot r^2 \cdot \ln \frac{r}{r_0} + \left[A_{12} \cdot r^2 + A_{22} \cdot \frac{1}{r^2} + A_{32} \cdot r^4 + A_{42} \right] \cdot \cos 2\vartheta. \quad (4-82)$$

Durch das Einsetzen der Spannungsfunktion in die Gleichungen für die Spannungen können die Unbekannten unter Berücksichtigung der Randbedingungen und der Rotationssymmetrie bestimmt werden. Die Spannungsfunktion kann dann wie folgt geschrieben werden (vgl. [71] und [134]):

$$F(r, \vartheta) = \frac{p}{4} \cdot \left[r^2 - 2 \cdot r_0^2 \cdot \ln r - \frac{(r^2 - r_0^2)^2}{r^2} \cdot \cos 2\vartheta \right]. \quad (4-83)$$

Die sich hieraus ergebenden Spannungskomponenten lauten:

$$\sigma_{r, \text{Grund}}(r, \vartheta) = \frac{p}{2} \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} + \left(1 - \frac{4 \cdot r_0^2}{r^2} + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right) \cdot \cos 2\vartheta \right], \quad (4-84)$$

$$\sigma_{\vartheta, \text{Grund}}(r, \vartheta) = \frac{p}{2} \cdot \left[1 + \frac{r_0^2}{r^2} - \left(1 + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right) \cdot \cos 2\vartheta \right], \quad (4-85)$$

$$\tau_{r\vartheta, \text{Grund}}(r, \vartheta) = \frac{p}{2} \cdot \left[-1 - \frac{2 \cdot r_0^2}{r^2} + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right] \cdot \sin 2\vartheta. \quad (4-86)$$

In Abbildung 4-25 sind die Spannungsverläufe für die Radial- und Tangentialspannungen in den Schnitten unter den Winkeln 0° bzw. 90° zur Lastrichtung aufgetragen (vgl. [71] und [121]). Die größten Beanspruchungen in der Scheibe treten auch hier am Umfang des Bohrlochs auf und können nach der folgenden Gleichung bestimmt werden:

$$\sigma_{\vartheta, \text{Grund}}(r_0, \vartheta) = p \cdot (1 - 2 \cdot \cos 2\vartheta). \quad (4-87)$$

Der Maximalwert der Tangentialspannung ergibt sich für einen Winkel von $\pm 90^\circ$ zu $3p$. Damit ist in diesem Fall die Kerbformzahl $\alpha_k = 3$ (siehe Kapitel 3.1.2). Die Spannung fällt mit steigender Entfernung vom Bohrloch allerdings sehr schnell ab. In einem Abstand von $r = 5 \cdot r_0$ ist die Tangentialspannung bereits auf einen Wert von $1,02p$ zurückgegangen, d.h. dass man bei einer sehr breiten Scheibe in einem Abstand von $5 \cdot r_0$ vom Mittelpunkt der Bohrung bereits von einer gleichmäßigen Spannungsverteilung ausgehen kann.

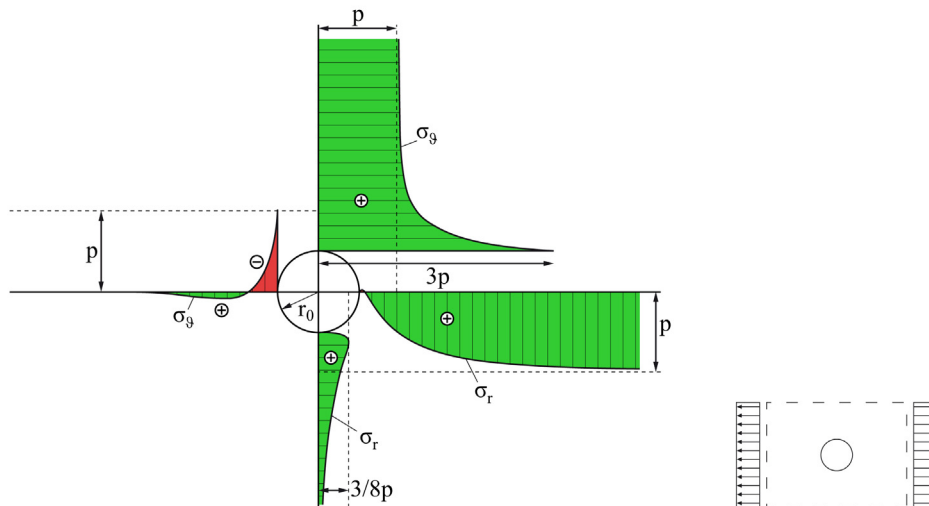


Abbildung 4-25: Spannungsverteilung in der unendlich ausgedehnten Kreislochscheibe

Die Schubspannungen sind hingegen am Bohrungsrand gleich Null. Allerdings treten im Querschnitt senkrecht zur Lastrichtung trotzdem Querspannungen σ_r auf. Sie besitzen jedoch keine Spannungsspitze am Kerbgrund, sondern verschwinden ebenfalls dort, da am unbelasteten Bohrrand in diesem Beanspruchungszustand keine äußeren Lasten vorhanden sind. Zur Veranschaulichung dieser Querspannungen, die im Abstand $r = \sqrt{2} \cdot r_0$ ein Maximum von $3/8 \cdot p$ erreichen, wurde ein Schaumstoffmodell der Lochscheibe gebaut, das in Abbildung 4-26 zu sehen ist. Bringt man eine entsprechende Kraft auf das Modell auf, verformt es sich sehr stark, so dass man mit bloßem Auge das Verhalten der Scheibe erkennen und den Ort der Spannungsspitze entdecken kann.

Im linken Bild ist noch keine Last auf die in vier Längsstreifen zerschnittene Scheibe aufgebracht worden. Stellt man sich die Wirkungslinie der angreifenden Zugkraft in der Mitte der Querschnitte der Streifen vor, fällt auf, dass die Wirkungslinien der beiden inneren Streifen an der Kerbe gekrümmt sein müssen, während diejenigen in den äußeren Streifen gerade verlaufen. Unter der Zugbelastung bleiben die beiden äußeren Streifen gerade. Die beiden inneren hingegen wölben sich nach innen, da die Wirkungslinien sich so stark wie möglich strecken möchten. Diese zusätzliche Biegung wird umso größer, je schmaler die Stege werden. Durch die Reduktion der Breite auf ein endliches Maß entstehen Zusatzbeanspruchungen in der Scheibe.



Abbildung 4-26: Gummimodell der Lochscheibe: links: lastfrei, rechts: unter Zugbelastung

Wäre die Scheibe nicht zerschnitten, würden die äußeren Streifen die inneren festhalten, wozu eine Zugkraft notwendig wäre. Diese erzeugen die beschriebenen Querzugspannungen in der Lochscheibe. Darüber hinaus erkennt man an dem dargestellten Modell, wie sich die beiden verformten Streifen in Querrichtung vor und hinter dem Loch gegenseitig abstützen, um die zusätzliche Biegung der Stege zu behindern, wodurch eine Druckkraft nötig wird. Diese ergeben in der Lochscheibe die negativen Tangentialspannungen unter dem Winkel 0° bzw. 180° (siehe Abbildung 4-26). Die Zunahme der Radialspannungen und das spätere Abfallen zum Rand hin kann durch das folgende Gummimodell veranschaulicht werden (siehe Abbildung 4-27 und vgl. Abbildung 4-25).



Abbildung 4-27: Gummimodell: Radialspannungen im Restquerschnitt

4.2.9 Erweiterung der Lösung für eine endliche Scheibenbreite

Wie aus der im vorigen Kapitel beschriebenen Lösung für den Grundspannungszustand (Gleichungen (4-84) bis (4-86)) zu erkennen ist, sind die Spannungen in der Lochscheibe direkt proportional zu der gleichförmig am Scheibenrand auftretenden Zugbeanspruchung. Ändert sich also die Größe der Randbeanspruchung, weil z.B. eine Überlagerung mit den Einflüssen aus mehreren weiteren Bolzen, die in Reihe angeordnet sind, vorliegt oder sich die Richtung der äußeren Kraft ändert (Druckspannungszustand), kann man diese Änderung in den Spannungsgleichungen gemäß dem Superpositionsprinzip durch einen Proportionalitätsfaktor berücksichtigen.

Der Einfluss der Endlichkeit der Scheibenbreite beeinflusst in erster Linie die Beanspruchung im Grundspannungszustand. Deshalb wird im Folgenden die Lösung für den Grundspannungszustand weiterentwickelt, so dass eine Ermittlung der Spannungen in einer Scheibe mit begrenzten Abmessungen möglich wird.

Ausgangspunkt für die hierzu angestellten Überlegungen ist das Herausschneiden eines Scheibenstreifens der Breite b_w , in dem sich die Lochbohrung befindet und über dessen Rand sich die Zugspannungen konzentrieren. Dabei soll unter Berücksichtigung der in Kapitel 4.2.5 aufgestellten Randbedingungen die Forderung gelten, dass die aufsummierte Randbelastung im Grundzustand gerade den Wert der halben Bolzenlast annimmt (siehe Abbildung 4-28).

Diese Bedingung kann durch die folgende Gleichung dargestellt werden:

$$\int_{-b_w/2}^{+b_w/2} p \cdot t \, dy = p \cdot b_w \cdot t = \frac{1}{2} \cdot P. \quad (4-88)$$

Darin sind:

- p Randbelastung der Lochscheibe gemäß Abbildung 4-28
- t Dicke der Scheibe
- b_w mitwirkende Breite der Scheibe gemäß Abbildung 4-28
- P Bolzenlast gemäß Abbildung 4-10.

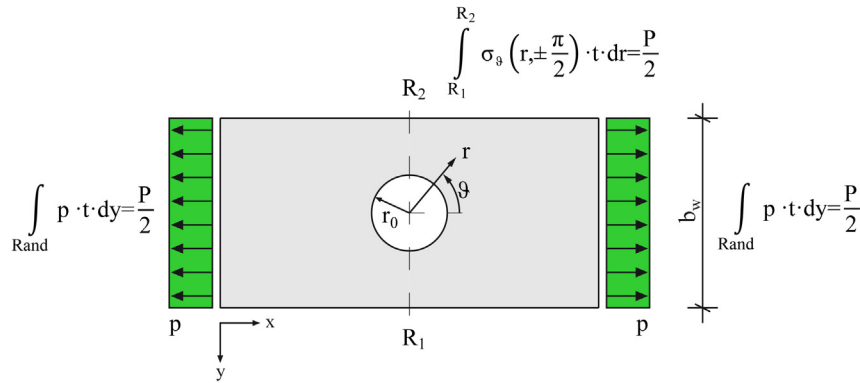


Abbildung 4-28: Lochscheibe mit endlicher Breite im Grundspannungszustand

Stellt man Gleichung (4-88) nun nach der gleichmäßig verteilten Randlast um, so erhält man einen Zusammenhang zwischen der Bolzenlast und den Spannungs- und Formänderungszuständen im Grundspannungszustand. Die Forderung lautet dabei folgendermaßen:

$$p = \frac{P}{2 \cdot b_w \cdot t}. \quad (4-89)$$

Durch Einsetzen dieser Bedingung in die Gleichungen für die Spannungsponenten (4-84), (4-85) und (4-86) im Grundspannungszustand ergeben sich die Spannungsfunktionen für eine Lochscheibe mit begrenzter Scheibenbreite:

$$\sigma_{r, \text{Grund}}(r, \vartheta) = \frac{P}{4 \cdot b_w \cdot t} \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} + \left(1 - \frac{4 \cdot r_0^2}{r^2} + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right) \cdot \cos 2\vartheta \right], \quad (4-90)$$

$$\sigma_{\vartheta, \text{Grund}}(r, \vartheta) = \frac{P}{4 \cdot b_w \cdot t} \cdot \left[1 + \frac{r_0^2}{r^2} - \left(1 + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right) \cdot \cos 2\vartheta \right], \quad (4-91)$$

$$\tau_{r\vartheta, \text{Grund}}(r, \vartheta) = \frac{P}{4 \cdot b_w \cdot t} \cdot \left[-1 - \frac{2 \cdot r_0^2}{r^2} + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right] \cdot \sin 2\vartheta. \quad (4-92)$$

Aus den Gleichungen für alle Spannungskomponenten wird deutlich, dass die Spannungen in der Lochscheibe im Grundspannungszustand antiproportional zu der Breite der Scheibe sind. Das bedeutet, dass bei einer Reduzierung der Scheibenbreite auf die Hälfte eine Verdopplung der Spannungen in der Scheibe auftritt. Gehen die Scheibenabmessungen jedoch gegen Unendlich, entfällt der Grundspannungszustand vollends.

Allerdings sind diesem Spannungszustand, wie in Kapitel 4.2.5 beschrieben, noch die Spannungen aus dem Lochleibungsspannungszustand zu überlagern. Dies soll im folgenden Abschnitt gezeigt werden. Zuvor muss aber noch auf die Bestimmung der mitwirkenden Breite bei einer beliebigen Kreisscheibe eingegangen werden.

Betrachtet man eine PMMA- Scheibe, die lediglich durch eine zentrisch angeordnete Bolzenreihe beansprucht wird, kann als mitwirkende Breite direkt die tatsächliche Scheibenbreite b angesetzt werden. Bei exzentrischen Anschlüssen müssen auf der sicheren Seite liegende Annahmen getroffen werden, die die Realität möglichst genau abbilden. [35] enthält hierzu Vorschläge für verschiedene Anschlussgeometrien im Glasbau, wonach in Anlehnung an die Regeln im Stahlbau die mitwirkende Breite in Abhängigkeit von den kleinsten Randabständen bestimmt wird. Da in manchen Fällen auch der Randabstand in Lastrichtung oder der Abstand der Bolzen untereinander maßgebend wird, kann zur Ermittlung der mitwirkenden Breite b_w Gleichung (4-93) herangezogen werden. Zur Erläuterung der einzelnen Parameter dient Abbildung 4-29.

$$b_w = \min \left\{ \begin{array}{l} 2 \cdot e_{\parallel} \\ 2 \cdot e_{\perp} \\ e_2 \end{array} \right\}. \quad (4-93)$$

Darin sind:

- e_{\parallel} Randabstand der Bohrung in Richtung der Kraft (siehe Abbildung 4-29)
- e_{\perp} Randabstand der Bohrung senkrecht zur Richtung der Kraft (siehe Abbildung 4-29)
- e_2 Abstand der Bohrungen untereinander senkrecht zur Richtung der Kraft
(siehe Abbildung 4-29)
- b_w mitwirkende Breite der Scheibe gemäß Abbildung 4-29.

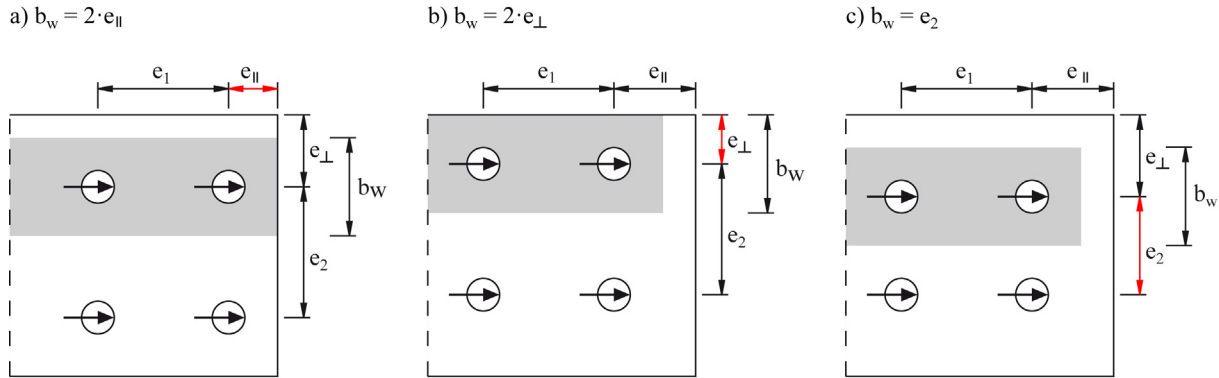


Abbildung 4-29: Definition der mitwirkenden Breite b_w

In [35] werden diese Annahmen für verschiedene geometrische Grenzfälle mittels numerischer Methoden untersucht. Es zeigt sich, dass die maximalen Spannungen in einer Scheibe bei symmetrisch angeordneten Bolzenreihen mit sehr großer Genauigkeit mithilfe der vorgeschlagenen Methode berechnet werden können. Mit zunehmender Anzahl der in Reihe angeordneten Verbindungsmittel wird die analytische Lösung konservativer. Die beschriebene Definition der mitwirkenden Scheibenbreite erscheint aber sehr praktikabel in der Anwendung und hinreichend genau für die im Rahmen dieser Arbeit zu berechnenden Lochleibungsverbindungen.

Wie schon im Kapitel 4.2.8 gezeigt, finden sich die größten Spannungen am Bohrungsrand. Während die Schub- und Radialspannungen am Rand verschwinden, tritt für die Tangentialspannungen der Maximalwert unter einem Winkel von 90° zur Lasttrichtung auf. Die Spannungen am Rand des Bohrloches können nach der folgenden Gleichung berechnet werden und sind in Abbildung 4-30 für eine Lochscheibe der Breite $7 \cdot d_L$ (d.h. $14 \cdot r_0$) dargestellt:

$$\sigma_{\vartheta, \text{Grund}}(r_0, \vartheta) = \frac{P}{b_w \cdot t} \cdot \left(\frac{1}{2} - \cos 2\vartheta \right). \quad (4-94)$$

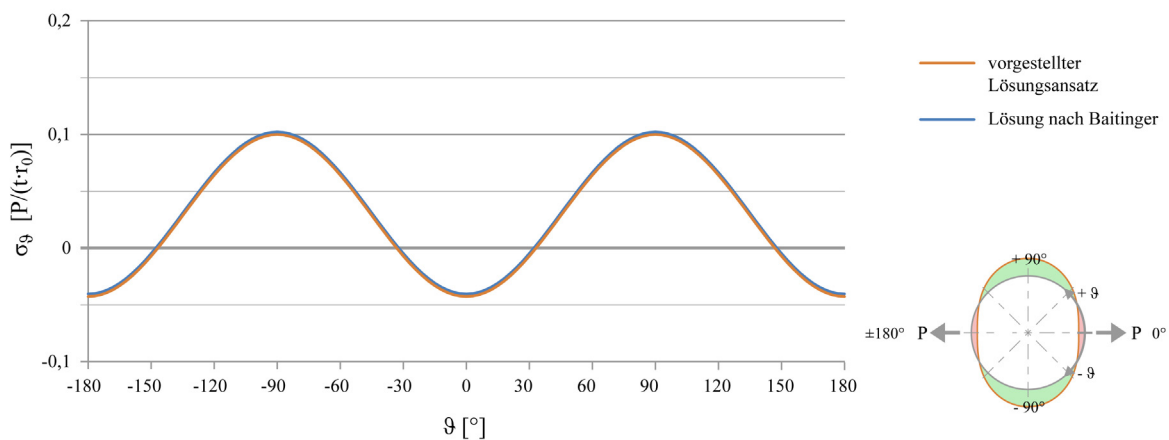


Abbildung 4-30: Tangentialspannungen am Bohrungsrand (Vergleich mit [35])

Auch für den Grundspannungszustand stimmen die Ergebnisse sehr gut mit den Berechnungen in [35] überein. Hierin wurden die Spannungen nicht direkt in einen Zusammenhang mit der Bolzenlast gestellt, sondern wieder in Abhängigkeit von den Ergebnissen der numerischen Berechnung ermittelt.

In Abbildung 4-31 wird der Verlauf der Tangentialspannungen über den Umfang des Bohrungsrandes anschaulich anhand eines Schaumstoffmodells illustriert. Es ist durch das Aufklaffen der Einschnitte in das Schaumstoffmaterial deutlich zu erkennen, wie die Zugspannungen senkrecht zur Lastrichtung stark zunehmen, während die Fugen für die Tangentialspannungen in Richtung der Last überdrückt sind.



Abbildung 4-31: Gummimodell: Tangentialspannungen am Bohrungsrand der Lochscheibe

Da die Spannungen auch hier wieder im Restquerschnitt unter einem Winkel von 90° zur Richtung der Last am größten sind, werden die Tangentialspannungen in Abbildung 4-32 in diesem Schnitt veranschaulicht.

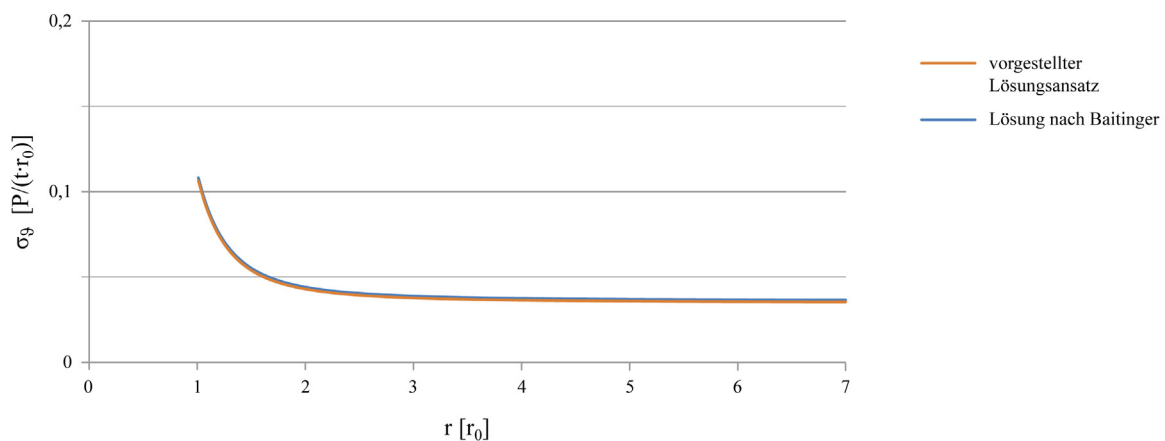


Abbildung 4-32: Tangentialspannungen im Restquerschnitt (Vergleich mit [35])

Man sieht in dieser Darstellung sehr gut, dass zwar eine ausgeprägte Spannungsspitze am Lochrand existiert. Allerdings ist der Einfluss der Kerbe bei einer Lochscheibe begrenzter Breite nicht auf den Bereich in der unmittelbaren Umgebung des Bohrloches beschränkt. Im Gegensatz zum Lochleibungsspannungszustand fällt die Tangentialspannung nicht zum Rand der Scheibe auf Null ab. Auch dieser Sachverhalt kann sehr gut mithilfe des Schaumstoffmodells veranschaulicht werden (siehe Abbildung 4-33).

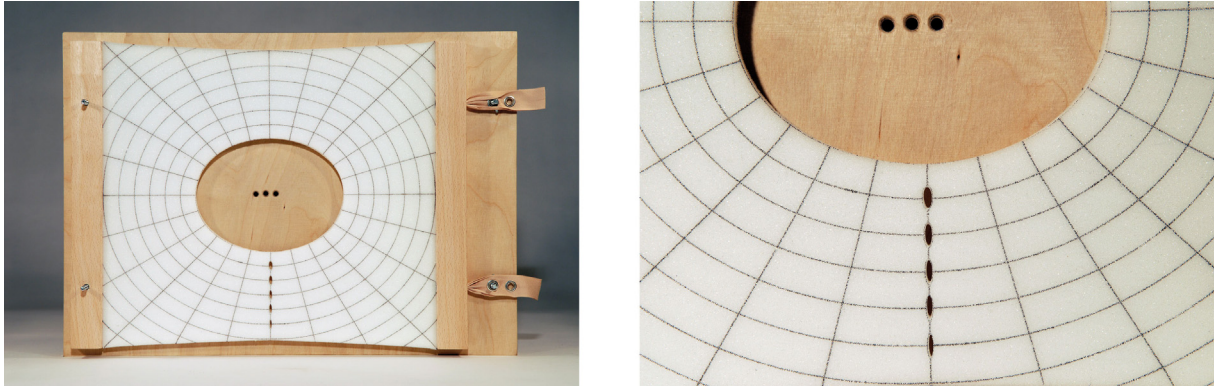


Abbildung 4-33: Gummimodell: Tangentialspannungen im Restquerschnitt

Die Gleichung zur Bestimmung der Tangentialspannung im Restquerschnitt ergibt sich wie folgt:

$$\sigma_{\vartheta, \text{Grund}} \left(r, \frac{\pi}{2} \right) = \frac{P}{4 \cdot b_w \cdot t} \cdot \left(2 + \frac{r_0^2}{r^2} + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right). \quad (4-95)$$

Der Maximalwert der Tangentialspannung ergibt sich direkt am Bohrungsrand. Er berechnet sich zu:

$$\sigma_{\vartheta, \text{Grund, max}} (r, \vartheta) = \sigma_{\vartheta, \text{Grund}} \left(r_0, \frac{\pi}{2} \right) = \frac{3 \cdot P}{2 \cdot b_w \cdot t}. \quad (4-96)$$

In der Literatur (z.B. in [124]) sind verschiedene Lösungsansätze für die Bestimmung der maximalen Spannungen in einer Kreislochscheibe endlicher Breite unter Zugbeanspruchung anhand von Kerbformzahlen angegeben. Ein bekannter Ansatz stammt von Howland. Er wurde durch spannungsoptische Methoden und analytische Betrachtungen hergeleitet und kann nach der Überführung auf die im Rahmen dieses Kapitels verwendeten Parameter wie folgt definiert werden (vgl. [124]):

$$K_m = 2 + 0,284 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot r_0}{b_w} \right) - 0,600 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot r_0}{b_w} \right)^2 + 1,32 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot r_0}{b_w} \right)^3. \quad (4-97)$$

Dieser Ansatz gilt allerdings nur für Scheibenbreiten von mindestens $4 \cdot r_0$. Für den baupraktisch relevanten Anwendungsbereich ist diese Bedingung in der Regel erfüllt. In Kapitel 6 wird auf die Problematik der Randabstände der Bohrlöcher noch weiter eingegangen. Eine weitere empirische Formel wurde von Heywood wie folgt vorgeschlagen (vgl. [124]):

$$K_m = 2 + \left(1 - \frac{2 \cdot r_0}{b_w} \right)^3. \quad (4-98)$$

Man erkennt, dass die Spannungsspitze an der Kerbe bei abnehmender Scheibenbreite zunehmend kleiner wird und nicht mehr den Wert der dreifachen Nennspannung wie in der unendlich breiten Scheibe erreicht. Die auf den Nettoquerschnitt bezogene zugehörige Nennspannung lautet:

$$\sigma_n = \frac{p \cdot b_w}{A_n} = \frac{p \cdot b_w}{b_w - 2 \cdot r_0} \quad (4-99)$$

Verwendet man nun den in Gleichung (4-89) genannten Zusammenhang zwischen der Bolzenlast und der Zugbelastung am Rand der Scheibe, ergibt sich daraus die Nennspannung zu:

$$\sigma_n = \frac{P}{2 \cdot t \cdot (b_w - 2 \cdot r_0)} = \frac{P}{b_w \cdot t} \cdot \frac{1}{2 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot r_0}{b_w}\right)} \quad (4-100)$$

Multipliziert man die Nennspannung mit den Formzahlen der beiden zitierten Ansätze, erhält man die vom Verhältnis b_w zu r_0 abhängige, maximale Spannung an der Kerbe. Auf diese Weise kann in einem weiteren Schritt ein Vergleich des in Gleichung (4-96) neu hergeleiteten Maximalwertes mit den Ansätzen aus der Literatur erfolgen. In Abbildung 4-34 sind die maximalen Spannungen nach den beiden Ansätzen und der in dieser Arbeit hergeleiteten Beziehung in Abhängigkeit vom Geometrieverhältnis b_w zu r_0 und normiert auf die bezogene Bolzenlast $P/(b_w \cdot t)$ dargestellt.

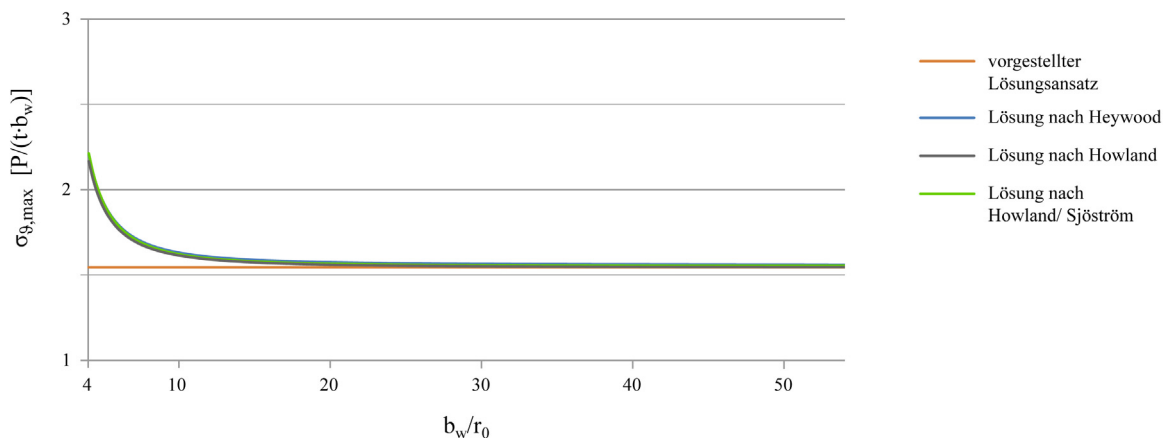


Abbildung 4-34: Maximale Kerbspennungen in Abhängigkeit vom Verhältnis b_w zu r_0

Das Diagramm zeigt, dass der neue Ansatz bei einer Scheibenbreite von mindestens $25 \cdot r_0$ genau mit den empirischen Formeln von Howland und Heywood übereinstimmt. Je kleiner die Scheibenbreite relativ zum Radius der Bohrung wird, desto stärker weichen die Ergebnisse voneinander ab. Geht man von einem realistischen Randabstand von mindestens $5 \cdot r_0$ aus, ergibt sich eine minimale Scheibenbreite von $10 \cdot r_0$, bei der die Abweichung nur noch weniger als 5 Prozent gegenüber den bekannten Lösungen beträgt und somit akzeptabel ist.

Zu einem ähnlichen Ergebnis kommt Sawin in [134], der ab einem Wert von 5 für das Verhältnis von Scheibenbreite zu Lochdurchmesser die Verwendung der Lösungen für die unbegrenzten Abmessungen bei Lochscheiben mit begrenzter Breite empfiehlt. Der gewählte Ansatz erscheint also für die in der Baupraxis relevanten Fälle sehr gut anwendbar. Dieses Ergebnis wird im nächsten Kapitel durch weitere Überprüfungen der Randbedingungen für den Gesamtspannungszustand bestätigt.

In [105] werden darüber hinaus noch Lösungen nach Sjöström für unsymmetrisch angeordnete Lochbohrungen in Scheiben mit begrenzten Abmessungen angegeben. Auch in diesem Fall wird, wie in Gleichung (4-93) vorgeschlagen, die maximale Spannung in Abhängigkeit von dem minimalen Randabstand der Bohrung und in Anlehnung an den Ansatz von Howland berechnet.

In Abbildung 4-35 sind die mit dem analytischen Modell bestimmten Radialspannungen des Grundspannungszustandes im Bereich des Bohrloches für die in Kapitel 4.2.7 bereits beschriebene beispielhafte Lochleibungsverbindung illustriert. Die Scheibenbreite beträgt in diesem Fall 96 mm bei einem Bolzendurchmesser von 12 mm. Das entspricht einem Verhältnis von $b_w = 16 \cdot r_0$.

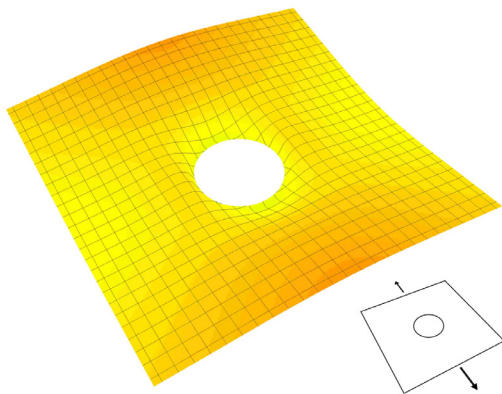


Abbildung 4-35: Radialspannungsverteilung in N/mm² für den Grundspannungszustand bei $P=10$ kN, $b_w=96$ mm, $d_B=12$ mm, $t=10$ mm

In Abbildung 4-36 sind für die gleiche Beispielscheibe die Tangentialspannungen aus der analytischen Berechnung dargestellt.

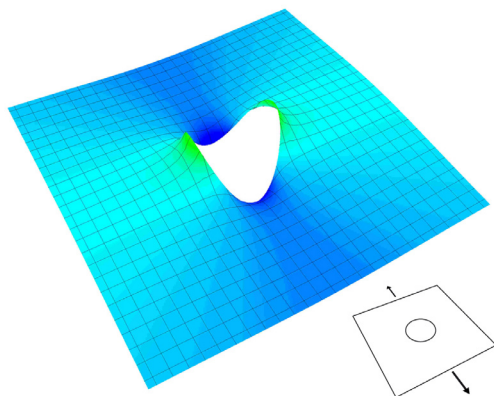


Abbildung 4-36: Tangentialspannungsverteilung in N/mm² für den Grundspannungszustand bei $P=10$ kN, $b_w=96$ mm, $d_B=12$ mm, $t=10$ mm

Auf eine Darstellung der für die Bemessung nicht maßgebenden Schubspannungen wird wieder verzichtet, da sie direkt am Bohrungsrand gegen Null gehen.

4.2.10 Lösung für den resultierenden Gesamtspannungszustand

Der resultierende Spannungszustand für eine PMMA Scheibe mit einer endlichen Breite, die als Bauteil in einer Lochleibungsverbindung durch einen Bolzen beansprucht wird, kann nun durch eine Superposition des Lochleibungs- mit dem Grundspannungszustand ermittelt werden. Die Überlagerung der beiden Zustände ist in Abbildung 4-37 dargestellt.

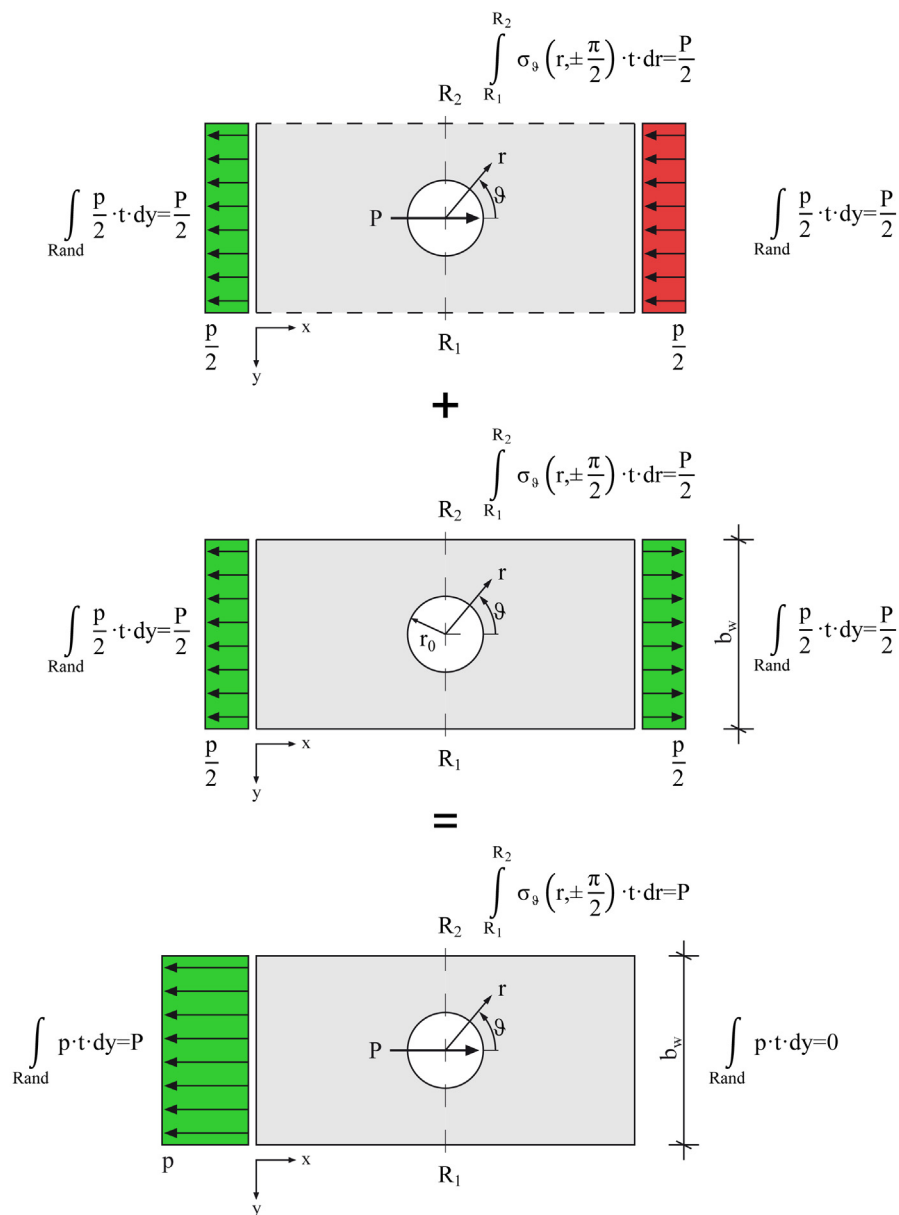


Abbildung 4-37: Überlagerung der Spannungszustände (vgl. [35])

Die entsprechende AIRY'sche Spannungsfunktion für die Ermittlung des Gesamtspannungszustandes ergibt sich ebenfalls aus der Überlagerung der in den Kapiteln 4.2.6 und 4.2.8 angegebenen Funktionen und lautet daher:

$$F_{LL,Res}(r, \vartheta) = F_{Lochleibung}(r, \vartheta) + F_{Grund}(r, \vartheta). \quad (4-101)$$

Für die einzelnen Spannungskomponenten ergeben sich die folgenden Ergebnisse:

$$\sigma_{r,LL,Res}(r, \vartheta) = \sigma_{r,Lochleibung}(r, \vartheta) + \sigma_{r,Grund}(r, \vartheta), \quad (4-102)$$

$$\sigma_{\vartheta,LL,Res}(r, \vartheta) = \sigma_{\vartheta,Lochleibung}(r, \vartheta) + \sigma_{\vartheta,Grund}(r, \vartheta), \quad (4-103)$$

$$\tau_{r\vartheta,LL,Res}(r, \vartheta) = \tau_{r\vartheta,Lochleibung}(r, \vartheta) + \tau_{r\vartheta,Grund}(r, \vartheta). \quad (4-104)$$

Die angegebenen Gleichungen bestehen jeweils aus der Summe von zwei Termen. Dabei hängt der erste Term aus dem Lochleibungszustand lediglich von der Lastverteilung am Bohrlochrand ab, während der zweite Anteil aus dem Grundspannungszustand von der Verteilung des Bolzendrucks (jedoch nicht von der Größe der Last) unabhängig ist und die Abmessungen der PMMA-Scheibe sowie die Geometrie des Schraubenbildes berücksichtigt.

Durch Einsetzen der Gleichungen (4-76), (4-77) und (4-78) für die Spannungskomponenten aus dem Lochleibungszustand bzw. der Gleichungen (4-90), (4-91) und (4-92) für diejenigen aus dem Grundspannungszustand in die beschriebenen Superpositionsvorschriften erhält man schließlich die analytische Gesamtlösung für die gesuchten Spannungsgleichungen:

$$\begin{aligned} \sigma_{r,LL,Res}(r, \vartheta) = & -\frac{2 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{r_0^2}{r^2} - \frac{(1-\mu)}{4} \cdot \frac{P}{t \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[\frac{r_0^2}{r^2} + \frac{3+\mu}{1-\mu} \right] \cdot \cos \vartheta \\ & - \frac{1}{2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{-4 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2-1} \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n+2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos n\vartheta \\ & + \frac{P}{4 \cdot b_W \cdot t} \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} + \left(1 - \frac{4 \cdot r_0^2}{r^2} + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right) \cdot \cos 2\vartheta \right], \end{aligned} \quad (4-105)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\vartheta,LL,Res}(r, \vartheta) = & \frac{2 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{r_0^2}{r^2} + \frac{(1-\mu)}{4} \cdot \frac{P}{t \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[1 + \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos \vartheta \\ & + \frac{1}{2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{-4 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2-1} \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n-2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos n\vartheta \\ & + \frac{P}{4 \cdot b_W \cdot t} \cdot \left[1 + \frac{r_0^2}{r^2} - \left(1 + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right) \cdot \cos 2\vartheta \right], \end{aligned} \quad (4-106)$$

$$\begin{aligned}
\tau_{r\vartheta,LL,Res}(r,\vartheta) = & \frac{(1-\mu)}{4} \cdot \frac{P}{t \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \sin \vartheta \\
& + \frac{1}{2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{4 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2 - 1} \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot n \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \sin n\vartheta \\
& + \frac{P}{4 \cdot b_w \cdot t} \cdot \left[-1 - \frac{2 \cdot r_0^2}{r^2} + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right] \cdot \sin 2\vartheta.
\end{aligned} \tag{4-107}$$

Die analytische Lösung für die radiale und tangential Spannungskomponente wird nun anhand der gewählten Beispielscheibe in den Abbildungen 4-38 und 4-39 dargestellt.

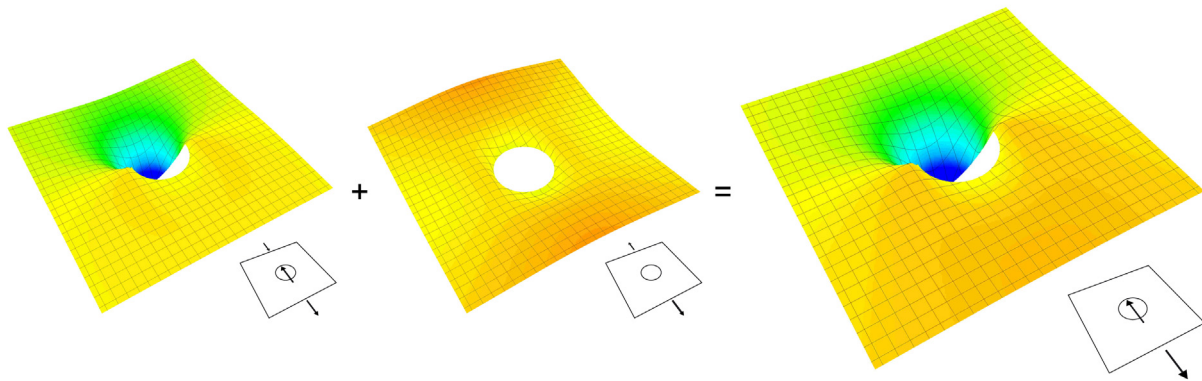


Abbildung 4-38: Radialspannungsverteilung in N/mm² für den resultierenden Gesamtspannungszustand bei P=10 kN, b_w=96 mm, d_B=12 mm, t=10 mm

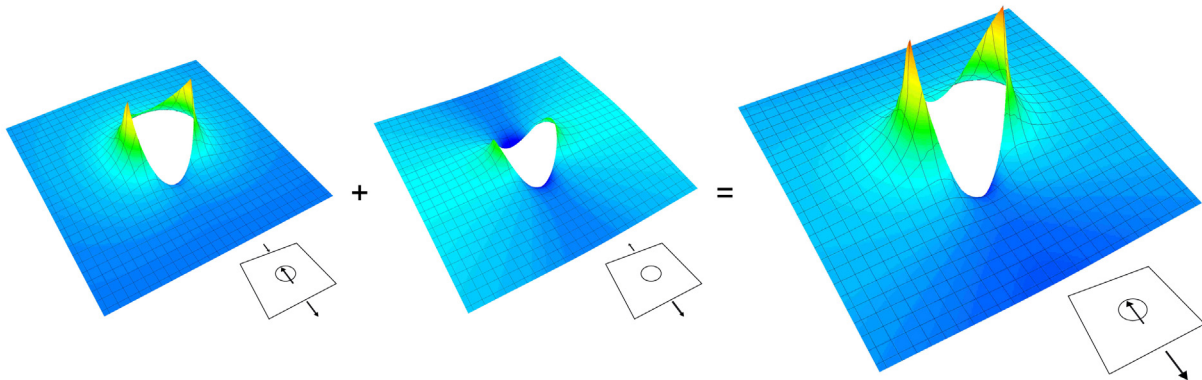


Abbildung 4-39: Tangentialspannungsverteilung in N/mm² für den resultierenden Gesamtspannungszustand bei P=10 kN, b_w=96 mm, d_B=12 mm, t=10 mm

In Abbildung 4-40 werden die Tangentialspannungen über den Bohrungsrand aufgetragen und mit dem in [35] abgeleiteten Ansatz verglichen. Auch die resultierenden Endergebnisse befinden sich in einer sehr guten Übereinstimmung.

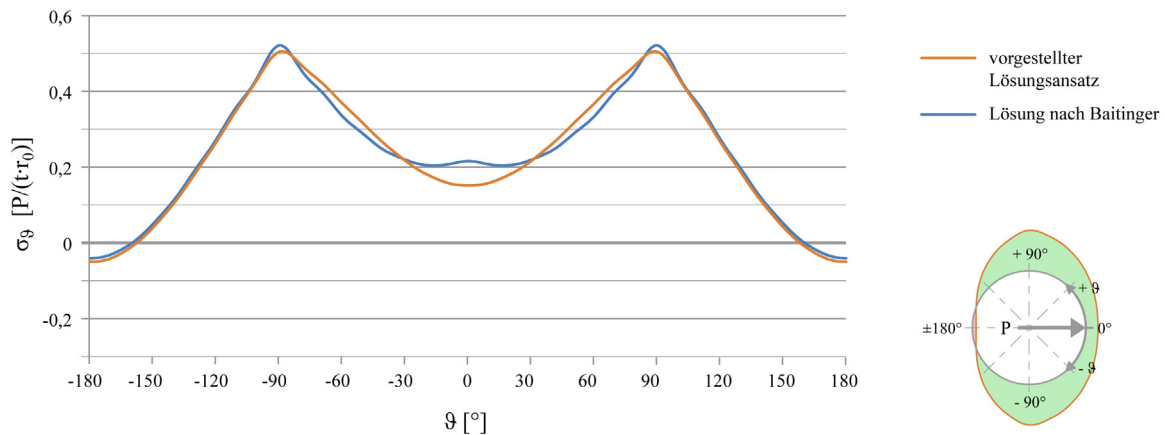


Abbildung 4-40: Resultierende Tangentialspannungen am Bohrungsrand (Vergleich mit [35])

Eine Veranschaulichung des Spannungsverlaufs am Bohrungsrand kann wieder mithilfe eines geeigneten Schaumstoffmodells geschehen (siehe Abbildung 4-41). Die Tangentialspannungen nehmen ebenfalls im Bereich neben dem Bohrloch (bei $\pm 90^\circ$) deutlich zu. Außerdem kann man erkennen, dass bei dem im Modell vorhandenen leichten Lochspiel das Maximum der Klaffung ganz leicht nach rechts, also in Richtung des Bolzenkontaktpunktes, wandert.

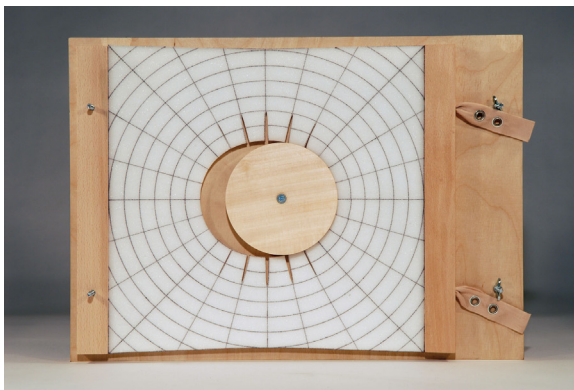


Abbildung 4-41: Gummimodell: Tangentialspannungen am Bohrungsrand der Lochscheibe

Eine Überprüfung der dargestellten analytischen Lösung erfolgt in dem nächsten Kapitel anhand von numerischen Berechnungen. Außerdem soll an dieser Stelle schon eine Kontrolle der statischen Randbedingungen durchgeführt werden. Dafür werden die in [35] abgeleiteten Plausibilitätsprüfungen verwendet.

Im Einzelnen werden in allen drei Spannungszuständen die folgenden vier Kontrollen durchgeführt:

1. Die Radialspannungen am Rand der Bohrung müssen dem Belastungsansatz entsprechen:

$$\sigma_r(r = r_0, \vartheta) \cdot t = p(\vartheta). \quad (4-108)$$

2. Die Summe der Radialspannungen am Bohrungsrand in Richtung der Last muss der Bolzenkraft entsprechen. Im Grundspannungszustand verschwindet die Bolzenlast ($P=0$):

$$\int_0^{2\pi} \sigma_r(r=r_0, \vartheta) \cdot r_0 \cdot \cos \vartheta \cdot t \cdot d\vartheta = P. \quad (4-109)$$

3. Die Summe der Radialspannungen am Bohrungsrand senkrecht zur Richtung der Last muss aus Symmetriegründen Null ergeben:

$$\int_0^{2\pi} \sigma_r(r=r_0, \vartheta) \cdot r_0 \cdot \sin \vartheta \cdot t \cdot d\vartheta = 0. \quad (4-110)$$

4. Die Summe der Tangentialspannungen über den Restquerschnitt $R_1 - R_2$ gemäß Abbildung 4-37 muss in den beiden Teilspannungszuständen der halben und in der Superposition der ganzen Bolzenkraft entsprechen:

$$\int_{r_0}^{b_w/2} \sigma_\vartheta(r, \vartheta = \pi/2) \cdot t \cdot dr + \int_{r_0}^{b_w/2} \sigma_\vartheta(r, \vartheta = -\pi/2) \cdot t \cdot dr = \frac{P}{2} \quad \text{bzw.} \quad P. \quad (4-111)$$

Alle durchgeführten Überprüfungen wurden erfüllt. Daraus kann man ableiten, dass die Spannungen in einer PMMA- Scheibe mit einem Bohrungsloch für alle drei untersuchten Spannungszustände mit der vorgestellten analytischen Lösung mit einer großen Genauigkeit berechnet werden können. Bei der Kontrolle der vierten Gleichgewichtsbedingung wird deutlich, dass die Genauigkeit der Ergebnisse von der mitwirkenden bzw. der tatsächlichen Breite der Scheibe abhängt. Abbildung 4-42 zeigt beispielhaft die Überlagerung der Tangentialspannungen im Restquerschnitt $R_1 - R_2$ für zwei verschiedene Scheibenbreiten.

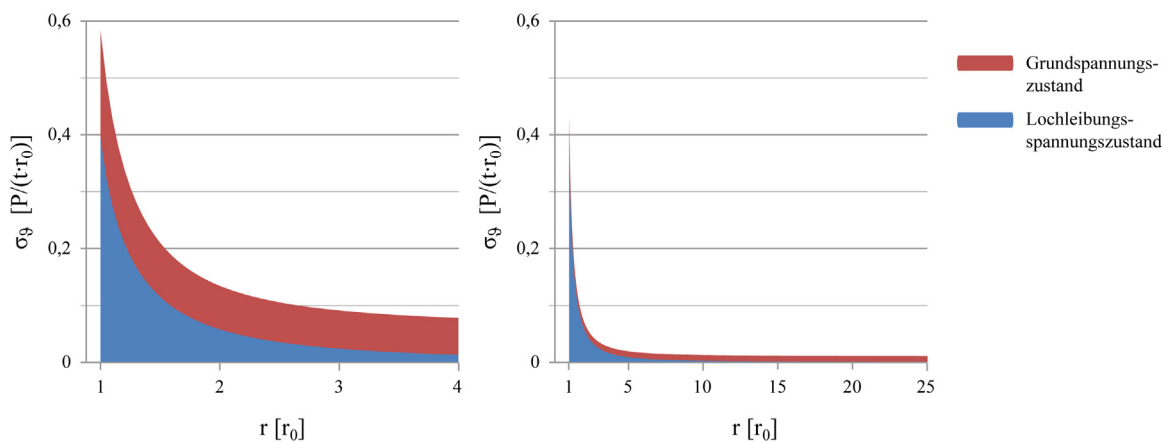


Abbildung 4-42: Überlagerung der Tangentialspannungen im Restquerschnitt für zwei verschiedene Scheibenbreiten, links: $b_w = 8 \cdot r_0$, rechts: $b_w = 50 \cdot r_0$

Bei einer Breite b_w von $8 \cdot r_0$ ergibt sich für das Integral der Spannungen ein Wert von $0,9 \cdot P$, während sich bei $b_w = 14 \cdot r_0$ ein Wert von $0,95 \cdot P$ und bei $b_w = 50 \cdot r_0$ von über $0,98 \cdot P$ ergibt. Man erkennt sehr gut, dass bei einer schmäler werdenden Scheibe der Einfluss des Grundspannungszustandes zunimmt und damit verbunden auch die Genauigkeit der Berechnung abnimmt.

Der Lochleibungsansatz geht von einer unendlich ausgedehnten Scheibe aus. Die Tangentialspannungen in dem kritischen Querschnitt der Scheibe fallen zwar sehr schnell ab (vgl. Abbildung 4-42), bei der Betrachtung einer geringen Breite bleibt jedoch bei der Integration trotzdem ein kleiner Spannungsanteil bei der vorgeschlagenen Näherung unberücksichtigt. Für die baupraktisch relevanten Abmessungen erscheint die analytische Lösung jedoch hinreichend genau.

Die für die Bemessung maßgebende größte Zugspannung tritt am Bohrungsrand unter einem Winkel ϑ von $\pm 90^\circ$ zur Lastrichtung auf. Da am Bohrungsrand nach der verwendeten Theorie die Schubspannungen verschwinden, entspricht hier die maximale Tangentialspannung der Hauptzugspannung, die für das Zugversagen des Restquerschnitts (Wangenbruch) verantwortlich ist (siehe Kapitel 3.2.1). Abbildung 4-43 illustriert den Verlauf der Tangentialspannungen im Restquerschnitt, also unter einem Winkel von $\vartheta = 90^\circ$, anhand eines Schaumstoffmodells. Man erkennt deutlich die Zunahme der Fugenbreite je näher die Schlitzte am Rand des Loches angeordnet sind. Dieses Verhalten bestätigt den in Abbildung 4-42 dargestellten Verlauf der überlagerten Tangentialspannungen im betrachteten Querschnitt.

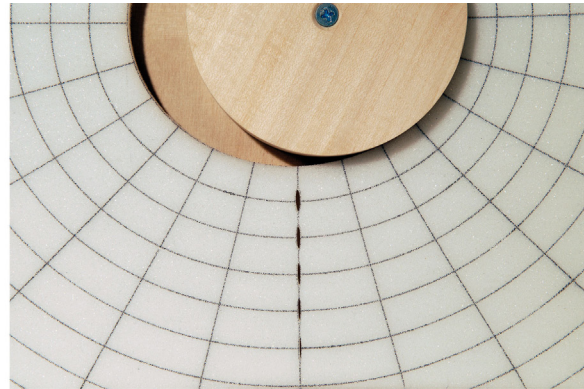


Abbildung 4-43: Gummimodell: Tangentialspannungen im Restquerschnitt

Durch Einsetzen des Winkels von $\vartheta = 90^\circ$ in Gleichung (4-106) kann man den Verlauf der Spannungen in diesem Querschnitt analytisch beschreiben:

$$\begin{aligned} \sigma_{\vartheta,LL,Res} \left(r, \vartheta = \frac{\pi}{2} \right) &= \frac{2 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \\ &+ \frac{1}{2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{-4 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{\left\{ \cos \left(n \cdot \frac{\pi}{2} \right) \right\}^2}{n^2 - 1} \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n-2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right] \\ &+ \frac{P}{4 \cdot b_w \cdot t} \cdot \left[2 + \frac{r_0^2}{r^2} + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right] \end{aligned} \quad (4-112)$$

Die Berechnung der maximalen Zugspannung kann nun durch die Betrachtung der maßgebenden Stelle am Lochrand für $r = r_0$ erfolgen:

$$\sigma_{\vartheta,LL,Res} \left(r = r_0, \vartheta = \frac{\pi}{2} \right) = \frac{2 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} + \frac{4 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{\left\{ \cos \left(n \cdot \frac{\pi}{2} \right) \right\}^2}{n^2 - 1} + \frac{3 \cdot P}{2 \cdot b_w \cdot t}. \quad (4-113)$$

Mit der folgenden Nebenrechnung, Gleichung (4-114), und einer Substitution von n durch $2 \cdot m$ ergibt sich schließlich als Endergebnis in Gleichung (4-115) eine leicht anwendbare Formel zur Berechnung der maßgebenden Hauptzugspannung. Die Lösungen der Reihensummen können hierbei mithilfe einer mathematischen Formelsammlung (z.B. [46]) ermittelt werden:

$$\sum_{n=2}^{\infty} \frac{\left\{ \cos \left(n \cdot \frac{\pi}{2} \right) \right\}^2}{n^2 - 1} = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{(2 \cdot m)^2 - 1} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{1}{2 \cdot m - 1} - \frac{1}{2 \cdot m + 1} \right] = \frac{1}{2}, \quad (4-114)$$

$$\sigma_{LL,Res,max} = \sigma_{\vartheta,LL,Res} \left(r = r_0, \vartheta = \frac{\pi}{2} \right) = \frac{4 \cdot P}{r_0 \cdot \pi^2 \cdot t} + \frac{3 \cdot P}{2 \cdot b_w \cdot t}. \quad (4-115)$$

Die für die Betrachtung des Lochleibungsversagens (siehe Kapitel 3.2.1) maßgebende größte Druckspannung tritt am Kontaktpunkt zwischen Bolzen und Lochrand in Lastrichtung auf. Sie kann unter der Verwendung von Gleichung (4-105) wie folgt berechnet werden:

$$\sigma_{r,LL,Res} \left(r = r_0, \vartheta = 0 \right) = -\frac{2 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} - \frac{P}{t \cdot r_0 \cdot \pi} + \frac{4 \cdot P}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{\cos \left(n \cdot \frac{\pi}{2} \right)}{n^2 - 1}. \quad (4-116)$$

Dabei fällt direkt auf, dass der Term aus dem Grundspannungszustand komplett entfällt. Aus den Betrachtungen aus den vorigen Kapiteln lässt sich dieser Sachverhalt allerdings erklären, da in diesem Spannungszustand keine Beanspruchungen am Lochrand auftreten und somit hier auch keine Radialspannungen hervorgerufen werden. Für das Berechnen der Reihensumme des letzten Terms von Gleichung (4-116) wird zunächst wieder eine Nebenrechnung notwendig (vgl. [46]):

$$\sum_{n=2}^{\infty} \frac{\cos \left(n \cdot \frac{\pi}{2} \right)}{n^2 - 1} = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{(-1)^m}{(2 \cdot m)^2 - 1} = \frac{1}{2} \cdot \left[\sum_{m=1}^{\infty} \left(\frac{2}{4 \cdot m - 1} - \frac{2}{4 \cdot m + 1} \right) - 1 \right] = \frac{1}{2} - \frac{\pi}{4}. \quad (4-117)$$

Das Einsetzen dieses Zwischenergebnisses in die Gleichung für die Spannungskomponente liefert die größte Druckspannung am Lochrand:

$$\sigma_{r,LL,Res} \left(r = r_0, \vartheta = 0 \right) = -\frac{2 \cdot P}{r_0 \cdot \pi \cdot t}. \quad (4-118)$$

Dieses Ergebnis folgt ebenso direkt aus dem Gleichgewicht mit der einwirkenden Drucklast am Lochrand und wird durch Gleichung (4-64) bestätigt. In Abbildung 4-44 ist anhand der Eindrückung des Schaumstoffmodells zu erkennen, wo die maximale Radialspannung infolge des Bolzendrucks auftritt.

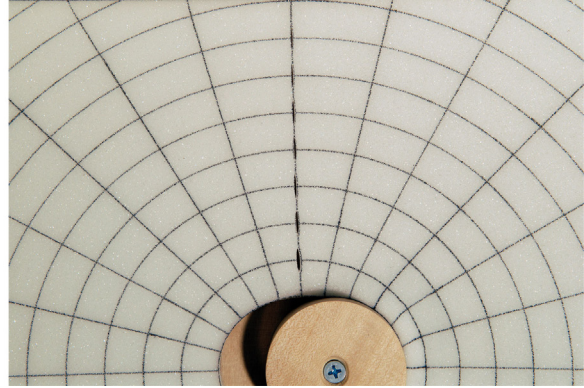
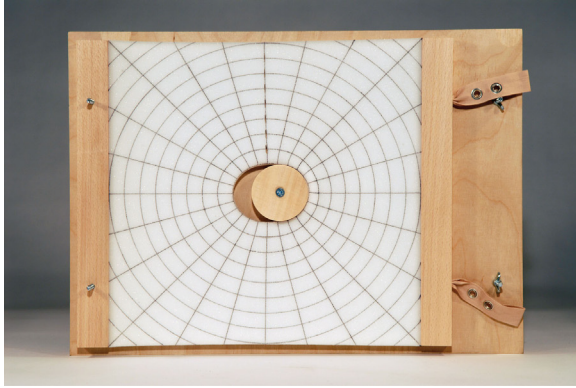


Abbildung 4-44: Gummimodell: Eindrückungen am Bohrlochrand infolge Bolzendrucks

4.3 Numerische Berechnungen mittels FEM

4.3.1 Allgemein

Die Methode der Finiten Elemente (FEM) ermöglicht es heutzutage, das Trag- und Verformungsverhalten von Festkörpern sehr wirklichkeitsnah zu beschreiben. Sie ist daher zu einem wichtigen Werkzeug in der experimentellen Forschung geworden. Durch numerische Berechnungen können Problemstellen schon in der Planungsphase erkannt werden. Zudem komplettiert das FE- Modell oft die Messergebnisse des Versuchs. Allerdings können die numerischen Simulationen Experimente noch nicht vollständig ersetzen. Im Rahmen dieser Arbeit wird die im vorigen Kapitel beschriebene analytische Lösung durch eine Kombination aus numerischen Berechnungen und Einzelmessungen im Versuch überprüft. Dadurch kann der Aufwand für die Durchführung von Versuchen mit zeit- und kostenintensiven Modellen reduziert werden und eine maßstabsgetreue Untersuchung des vorliegenden Problems erfolgen.

Insbesondere wenn die Ergebnisse aufgrund von stark streuenden Einflussgrößen großen Schwankungen unterliegen, wird in der Regel eine große Anzahl an Versuchen notwendig, um die analytischen Berechnungsmodelle bestätigen zu können. Durch eine Kalibrierung des FE- Modells mithilfe von wenigen Bauteilversuchen wird es möglich, den Umfang der experimentellen Untersuchungen klein zu halten.

Für die Ermittlung der Beanspruchungen im PMMA unter Lochleibungsbelastung werden verschiedene FE- Modelle generiert, welche im Folgenden kurz beschrieben werden sollen. Wichtigstes Ziel der numerischen Untersuchungen ist es, die daraus gewonnenen Ergebnisse mit denen aus dem analytischen Ansatz zu vergleichen (siehe Kapitel 4.3.5) und deren Richtigkeit hiermit zu überprüfen. Darüber hinaus kann mithilfe der Simulation an einzelnen Stellen eine Plausibilitätskontrolle der Versuchsergebnisse erfolgen.

Ein weiteres Ziel der Betrachtungen am FE- Modell ist es, den Einfluss einzelner Parameter auf das Ergebnis abzuschätzen. Zu diesen zählen Einflussgrößen wie die Form der Lastverteilung am Bohrloch, die Scheibenbreite sowie die Schlankheit und das Lochspiel des Bolzens.

4.3.2 Modellbildung

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen werden im Wesentlichen zwei Referenzmodelle mit dem Finite- Elemente- Programm *ANSYS* erstellt. Dabei handelt es sich zum einen um ein einfaches, zweidimensionales Scheibenmodell, mit dessen Hilfe die Einflüsse aus der Verteilung des Lochleibungsdrucks am Bohrloch und aus der mitwirkenden Scheibenbreite untersucht werden. Zum anderen werden verschiedene Parameterstudien an einem dreidimensionalen Volumenmodell durchgeführt.

Bei dem zweidimensionalen Modell wird der Bolzen lediglich in Form einer Druckbelastung auf den Bohrungsrand dargestellt. Bei der Modellierung der PMMA- Scheibe kommen Schalenelemente vom Typ *Plane182* zum Einsatz. Die Vernetzung der Scheibe wird im Bereich des Loches, der am stärksten beanspruchten Stelle, verfeinert. Die Größe der Elemente verringert sich dabei zum Loch hin sukzessiv.

Um die Materialeigenschaften und Formänderungen der einzelnen Bauteile möglichst genau zu erfassen, werden beim Erstellen des dreidimensionalen Modells sowohl bei der Abbildung der Scheibe als auch des Bolzens achtknotige Volumenelemente des Typs *Solid45* verwendet. Die Kontaktflächen zwischen PMMA- Scheibe und Bolzen sind mit Kontaktelementen *Conta173* bzw. *Target170* belegt, um ein Ablösen der Flächen voneinander zu ermöglichen. Reibungskräfte werden dabei vernachlässigt, so dass nur Normalkräfte aber keine Schubkräfte durch die Kontaktfläche übertragen werden können. Dadurch werden die Radialspannungen im Kontaktbereich überschätzt während die Tangentialspannungen hier bei Ansetzen eines Reibbeiwertes ansteigen würden. Vergleiche mit den durchgeführten Versuchen und den Ergebnissen in [35] führen jedoch zu dem Schluss, dass das Tragverhalten so mit hinreichender Genauigkeit modelliert werden kann. In Abbildung 4-45 sind die Bestandteile des FE- Modells für eine beispielhafte Lochleibungsverbindung dargestellt.

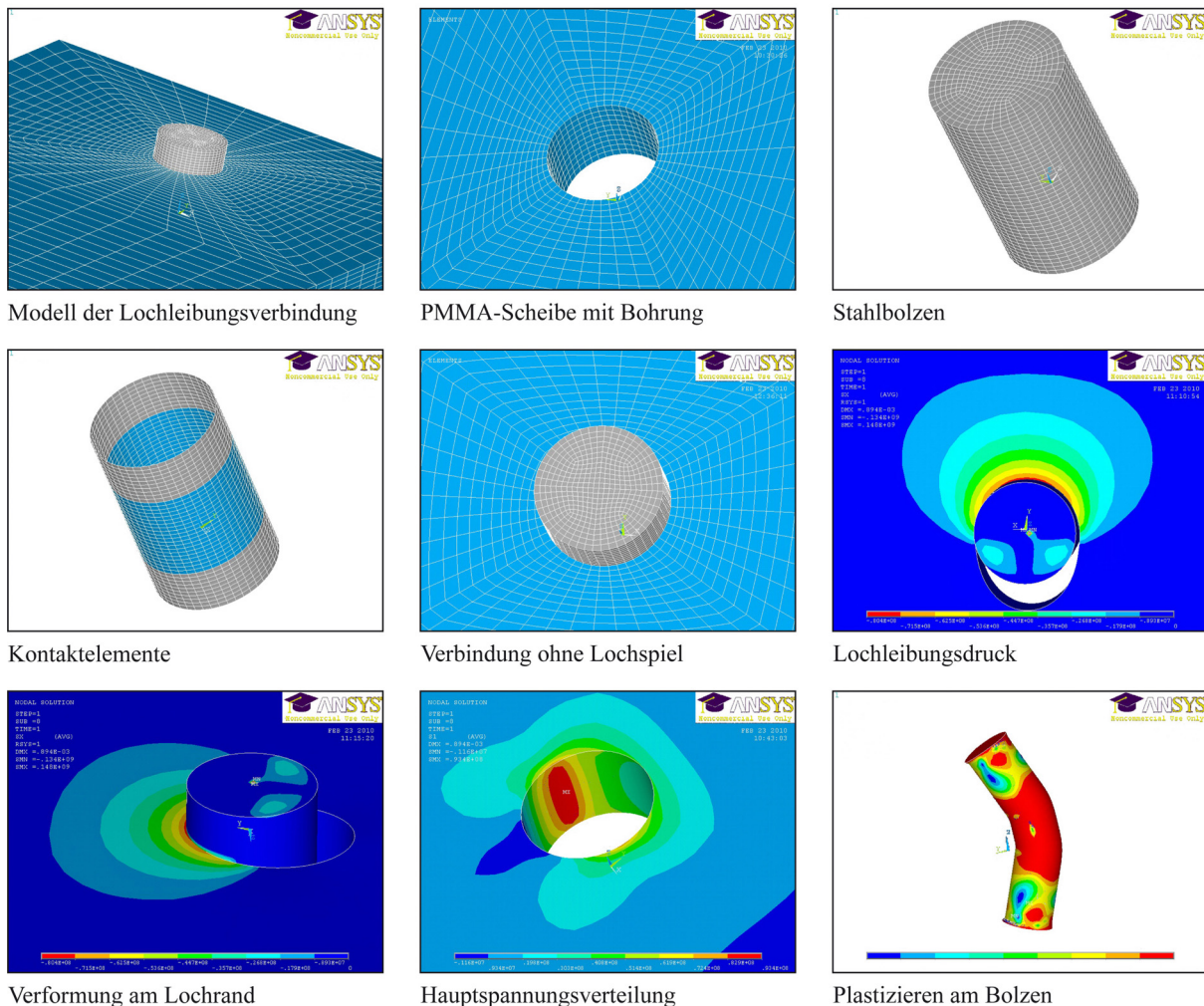


Abbildung 4-45: FE- Modell einer beispielhaften Lochleibungsverbindung

Für die Nutzung des Modells im Zuge der Parameterstudien werden die geometrischen Eckdaten in der Eingabe variabel gestaltet. Das Modell wird auf diese Weise in Abhängigkeit von den einstellbaren Parametern automatisch erzeugt. Die Vernetzung kann ebenfalls durch entsprechende Eingabewerte gesteuert werden.

Wie in Kapitel 2.1.2 beschrieben, weist der Werkstoff PMMA ein komplexes Materialverhalten auf. Für die numerischen Berechnungen im Rahmen dieser Arbeit wird basierend auf den Angaben in [72], [33] und [117] auf das in Abbildung 2-17 dargestellte vereinfachte Werkstoffgesetz zurückgegriffen. Dieses geht davon aus, dass das Materialverhalten im Zugbereich bis zum Bruch linear-elastisch ist, während es im Druckbereich nach Erreichen eines Grenzwertes vom linear-elastischen in den plastischen Bereich übergeht. In [117] beschriebene Vergleichsrechnungen mit unterschiedlichen Materialmodellen für Lochleibungsverbindungen in PMMA zeigen, dass sich in *ANSYS* die Verwendung des multilinenaren, isotropen Werkstoffverhaltens (*MISO*) empfiehlt.

Dabei wird die Modellierung der Materialeigenschaften für den Zug- und Druckbereich zwar gleich vorgenommen, allerdings bleiben die Zugspannungen immer im elastischen Bereich. Um dies zu gewährleisten, wird als Versagenskriterium unter einer Zugbeanspruchung die größte Hauptspannung auf die Zugfestigkeit von PMMA beschränkt. Das verwendete Materialgesetz ist somit trotzdem in der Lage, das entropie-elastische Werkstoffverhalten unter Druckbeanspruchung abzubilden. Bei den Berechnungen werden darüber hinaus geometrische Nichtlinearitäten berücksichtigt.

Die Modellierung des Bolzens in der FE- Analyse kann grundsätzlich auf verschiedene Art und Weise geschehen. In dem für die beschriebene Parameterstudie in den Kapiteln 4.3.3 und 4.3.4 verwendeten Scheibenmodell wird die durch den Bolzen übertragene Kraft direkt auf die Knoten des Lochrandes aufgebracht. Dadurch wird die Berechnung deutlich vereinfacht und die Kontaktbedingungen zwischen Bolzen und PMMA- Scheibe können entfallen. Allerdings müssen für die Kontaktparameter, wie z.B. den Kontaktbereich, die Steifigkeiten und Formänderungen, geeignete Annahmen getroffen werden, welche die auf diese Weise schon von Beginn an festgelegte Verteilung der Druckspannungen stark beeinflussen.

Eine weitere Modellierungsvariante ist die Idealisierung des Bolzens als Starrkörper. Obwohl auch in diesem Fall die Rechenzeit verringert werden kann, muss auch hier der Kontakt zwischen Bolzen und Scheibe modelliert werden. Außerdem können auf diese Weise Effekte wie die Bolzenbiegung und die daraus resultierende ungleichmäßige Spannungsverteilung über die Dicke der Scheibe nicht richtig berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wird bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Vergleichsrechnungen zur Kontrolle der analytischen Lösung auch der Bolzen vollständig elementiert. In dem verwendeten Volumenmodell (siehe Kapitel 4.3.5 bis 4.3.7) wird für den Stahlbolzen ein nichtlineares Materialverhalten angenommen.

Für die numerischen Vergleichsrechnungen wurde eine Beispielscheibe mit den in Tabelle 4-2 zusammengefassten Eingangsparametern herangezogen. Eine Erläuterung der Parameter erfolgt in Abbildung 4-3.

Tabelle 4-2: Eingangsparameter für die numerischen Vergleichsrechnungen

| <i>Belastung</i> | <i>Lochradius</i> | <i>Scheibendicke</i> | <i>Scheibenbreite</i> | <i>Randabstand</i> | <i>Randabstand</i> |
|------------------|-------------------|----------------------|-----------------------|--------------------|--------------------|
| P | r_0 | t | b_W | e_{\perp} | e_{\parallel} |
| $[kN]$ | $[mm]$ | $[mm]$ | $[mm]$ | $[mm]$ | $[mm]$ |
| 10 | 6.5 | 10 | 96 | 48 | 36 |

4.3.3 Einfluss der Bolzendruckverteilung am Lochrand

Da die genaue Form der Bolzendruckverteilung auf den Rand des Bohrloches zunächst unbekannt ist, wird bei der Herleitung der analytischen Lösung vereinfachend von einem cosinusförmigen Verlauf ausgegangen (siehe Kapitel 4.2.7). Anhand eines numerischen Modells soll nun der Einfluss des Lochleibungsdruckverlaufs auf die Ergebnisse für die Spannungen in der PMMA- Scheibe untersucht werden. Dazu werden verschiedene Lastverteilungen angenommen und simuliert, um anschließend die sich hierbei ergebenden Lösungen für die Spannungen vergleichen zu können. Abbildung 4-46 stellt die unterschiedlichen Belastungsbilder dar.

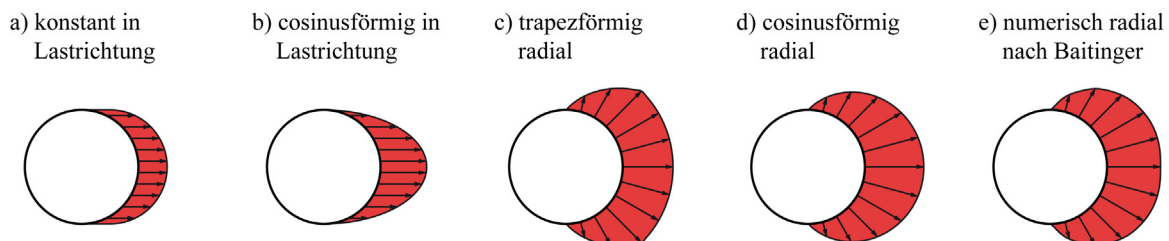


Abbildung 4-46: Modellierungsvarianten für die unterschiedlichen Lochleibungsdruckverteilungen am Bohrungsrand

Die beiden ersten Belastungsansätze weichen sehr stark von dem tatsächlichen Verlauf ab, da lediglich Druckkomponenten in Richtung der Bolzenkraft auftreten. In der Realität geschieht die Kraftübertragung jedoch in erster Linie über eine Kontaktpressung normal zur Kontaktfläche, d.h. in radialer Richtung. Die Varianten c) und d) tragen diesem Umstand Rechnung. Während das erste der beiden Lastbilder eine grobe Vereinfachung in Form eines Trapezes darstellt, beschreibt Variante d) den cosinusförmigen Verlauf der analytischen Lösung. Zum Vergleich wurde noch eine Berechnung mit dem aus [35] entnommenen Bolzendruck durchgeführt. Diese Verteilung stammt aus der Kontaktbedingung des dort beschriebenen numerischen Modells. Abbildung 4-47 zeigt die Verläufe der Tangentialspannungen im kritischen Restquerschnitt für die verschiedenen Modellierungsvarianten.

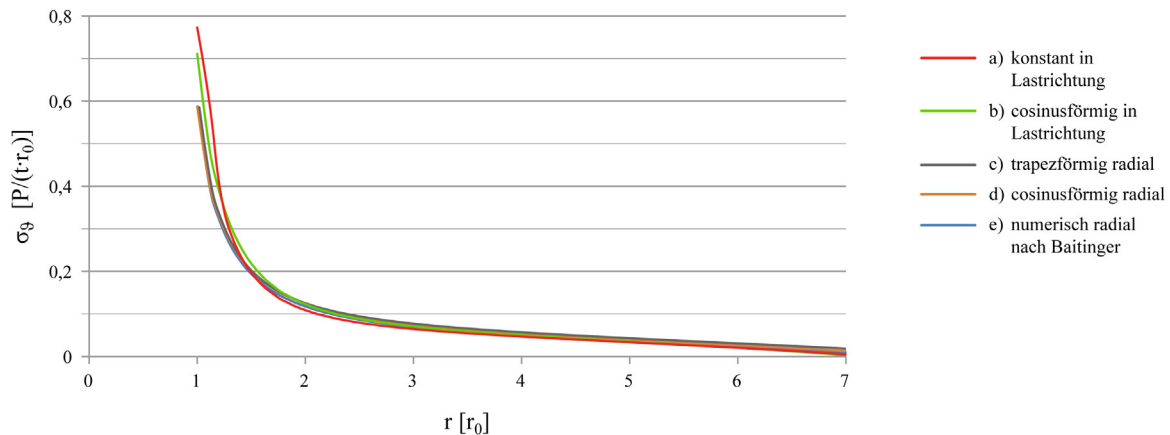


Abbildung 4-47: Tangentialspannungen im kritischen Restquerschnitt

Es zeigt sich, dass die Maximalwerte der Tangentialspannungen am Bohrlochrand für die Varianten c) bis e) fast identisch sind. Selbst bei einem trapezförmigen Bolzendruckverlauf beträgt die Abweichung lediglich ein Prozent und ist damit vernachlässigbar klein. Bei der im Stahlbau üblichen Annahme eines konstanten Spannungsverlaufs in Richtung der Last sind die Unterschiede deutlich größer. Aufgrund der Abweichung von der radialen Lastübertragungsrichtung wird die tangentiale Spannungskomponente deutlich erhöht, während die Radialspannungen entsprechend kleiner werden. Die Kraftübertragung muss zusätzlich tangentiale Reibungskomponenten beinhalten. Nach [105] können sich hierbei die Tangentialspannungen um bis zu 30 Prozent erhöhen. In diesem Fall ergibt sich eine Abweichung von etwa 22 Prozent. Ähnlich wie Variante b) weicht dieser Lastansatz zu stark von den realen Verhältnissen ab. Beide sind deshalb nicht zielführend.

Abbildung 4-48 stellt den Verlauf der Tangentialspannungen über den Bohrungsrand für die drei radialen Bolzendruckverteilungen dar.

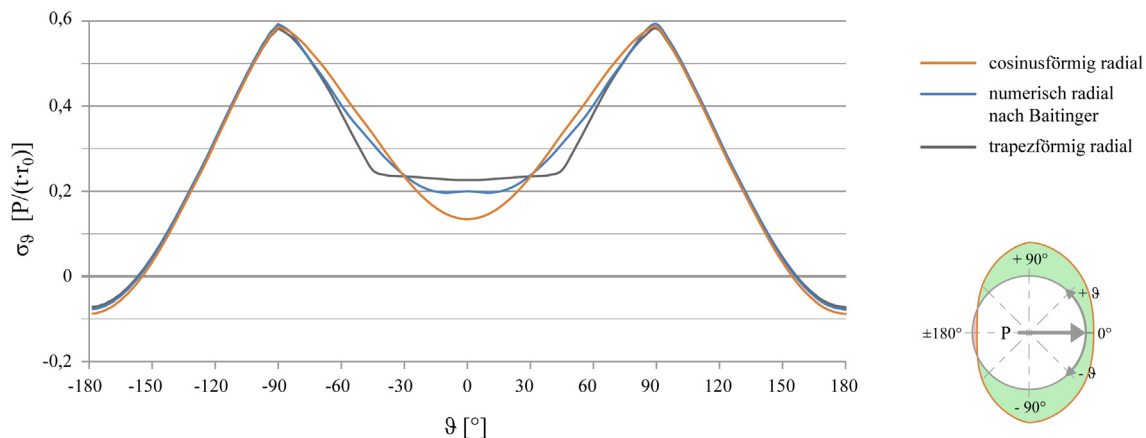


Abbildung 4-48: Tangentialspannungen am Bohrungsrand

Es zeigt sich, dass man selbst bei einer starken Variation des Verlaufs des Bolzendrucks sehr gut übereinstimmende Resultate für die Spannungen erhält, solange der Betrag der Bolzenlast gleich bleibt und der Bolzendruck radial übertragen wird. Dies gilt insbesondere für die sehr gute Übereinstimmung des Cosinus- Ansatzes mit den Ergebnissen für den Bolzendruckverlauf gemäß [35].

c) trapezförmig radial

d) cosinusförmig radial

e) numerisch radial nach Baitinger

4.3.4 Einfluss der Scheibenabmessungen

In Abbildung 4-50 sind die analytisch ermittelten Verläufe der Tangentialspannungen für verschiedene mitwirkende Breiten b_w über den Umfang des Bohrloches grafisch dargestellt. Die Breite b_w variiert dabei zwischen dem doppelten und dem dreißigfachen Loch- bzw. Bolzendurchmesser d_B .

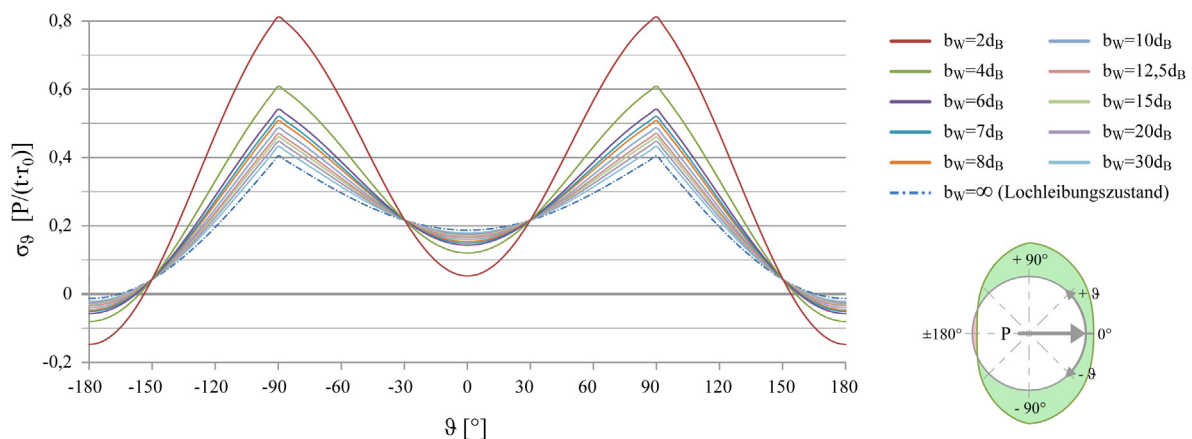


Abbildung 4-50: Tangentialspannungen am Bohrungsrand für verschiedene b_w

Zum Vergleich wird auch der reine Lochleibungszustand nach Kapitel 4.2.7 für eine unendlich breite PMMA- Scheibe angegeben. Man kann leicht erkennen, dass die maßgebenden maximalen Zugspannungen am Lochrand mit kleiner werdender mitwirkender Scheibenbreite immer mehr zunehmen. Für die analytische Lösung bedeutet dies zudem, dass der Einfluss des Grundspannungszustandes nach Abschnitt 4.2.9 auf die bemessungsrelevanten Zugspannungen mit abnehmender Scheibenbreite überproportional ansteigt. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 4-51 anschaulich dargestellt, indem die maximale Zugspannung im resultierenden Gesamtspannungszustand ins Verhältnis gesetzt wird mit denjenigen im reinen Lochleibungszustand und in Abhängigkeit von der mitwirkenden Breite aufgetragen wird. Bei einer unendlich breiten Scheibe nähert sich dieser Verhältniswert asymptotisch dem Wert 1 an.

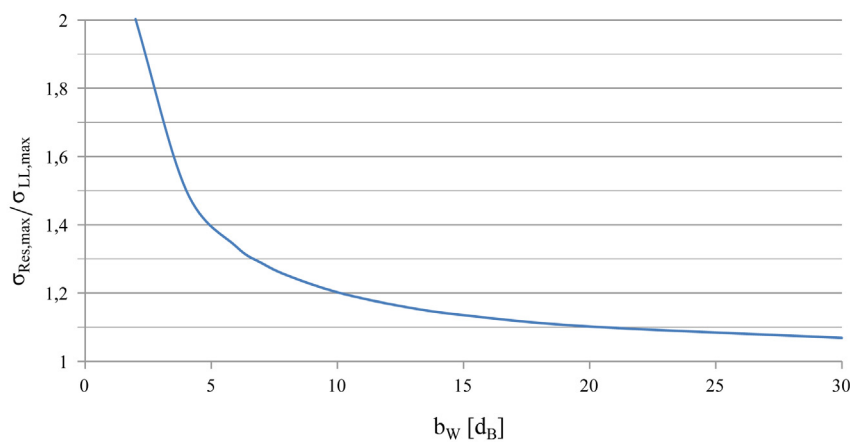


Abbildung 4-51: Einfluss des Grundspannungszustands in Abhängigkeit von b_W

Im Folgenden werden nun die Ergebnisse der numerischen Vergleichsberechnungen beschrieben. Auch hier wird eine Parameterstudie für verschiedene Scheibenbreiten durchgeführt. Die Breite B variiert in diesem Fall zwischen $3 \cdot d_B$ und $30 \cdot d_B$. Abbildung 4-52 illustriert die mithilfe der Finite- Element- Methode ermittelten Verläufe der Tangentialspannungen für verschiedene Scheibenbreiten B über den Umfang des Bohrloches.

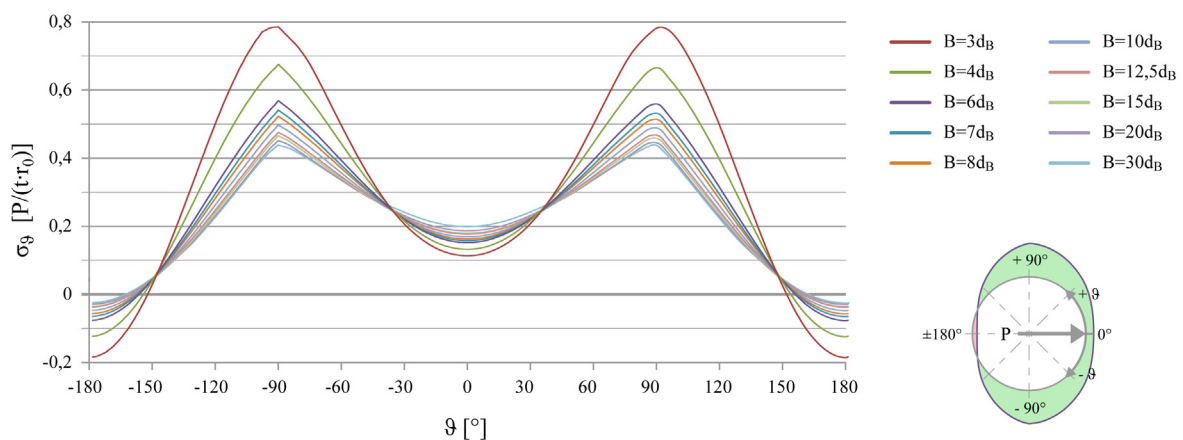


Abbildung 4-52: Tangentialspannungen am Bohrungsrand für verschiedene B (FEM)

Bei einem Vergleich der beiden Diagramme erkennt man, dass die maximalen Spannungen jeweils leicht voneinander abweichen. Besonders bei kleinen Scheibenbreiten sind die Ergebnisse der numerischen Berechnung höher als diejenigen aus der analytischen. Mit größer werdender Scheibenbreite gleichen sich die Ergebnisse jedoch immer mehr an. Abbildung 4-53 zeigt die maximalen Zugspannungen in Abhängigkeit von der Breite b_W bzw. B für die beiden Berechnungsvarianten.

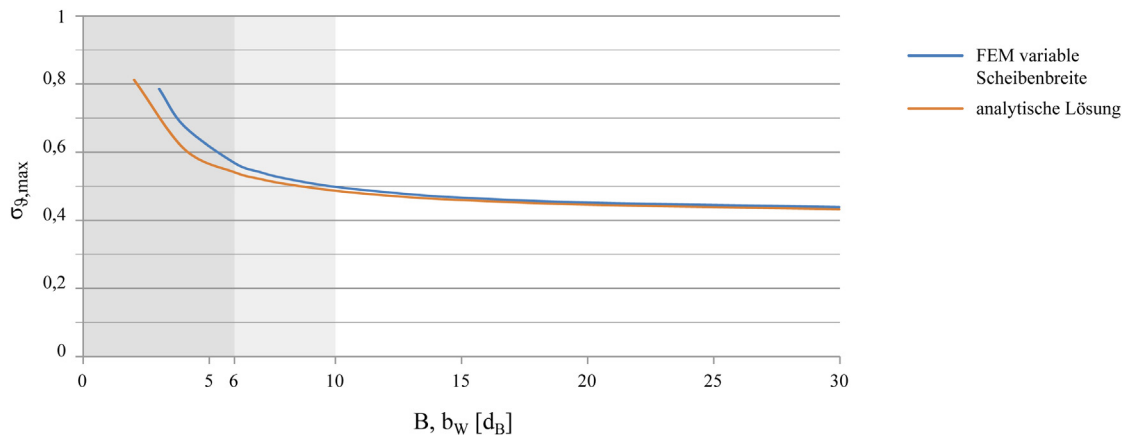


Abbildung 4-53: Maximale Tangentialspannungen am Bohrungsrand aus der analytischen und der numerischen Lösung in Abhängigkeit von der Breite b_W bzw. B

Ab einer Scheibenbreite von $10 \cdot d_B$ betragen die Abweichungen nicht mehr als zwei Prozent. Dies erscheint für die praktische Anwendung hinreichend genau. Für sehr kleine Scheibenbreiten von weniger als $6 \cdot d_B$ weichen die Ergebnisse um mehr als fünf Prozent voneinander ab. Schon im Kapitel 4.2 wurde darauf hingewiesen, dass die Genauigkeit der vorgestellten analytischen Lösung bei sehr schmalen Scheiben abnimmt. Allerdings sind diese Scheibenabmessungen für die Baupraxis nur bedingt relevant, da aus konstruktiven Gründen meist minimale Randabstände vorgegeben sind (siehe hierzu Kapitel 6.3). Sollten dennoch Lochleibungsverbindungen bei schmalen PMMA-Scheiben zum Einsatz kommen, ist entweder mit einem entsprechend großen Sicherheitszuschlag zu rechnen oder eine Ermittlung der Traglast durch eine Serie von Bauteilversuchen durchzuführen. Für den Zwischenbereich $6 \cdot d_B \leq b_W < 10 \cdot d_B$ wird auf der sicheren Seite liegend vorgeschlagen, die mit der analytischen Lösung ermittelten Zugspannungen für die Bemessung der Lochleibungsverbindung um fünf Prozent zu erhöhen.

In einer weiteren Parameterstudie wird der Einfluss der Scheibenlänge L bzw. des Randabstandes e_{II} in Lastrichtung untersucht. Dazu werden wieder numerische Simulationen mit einer Scheibenlänge, die zwischen $3 \cdot d_B$ und $30 \cdot d_B$ variiert, durchgeführt. Die Breite der Scheibe wird bei diesen Vergleichsberechnungen konstant bei $30 \cdot d_B$ gehalten. Damit kann der Einfluss, der aus der begrenzten Scheibenbreite herrührt, minimiert werden. In Abbildung 4-54 sind die auf diese Weise ermittelten Verläufe der Tangentialspannungen über den Umfang der Bohrung für verschiedene Scheibenlängen L aufgetragen.

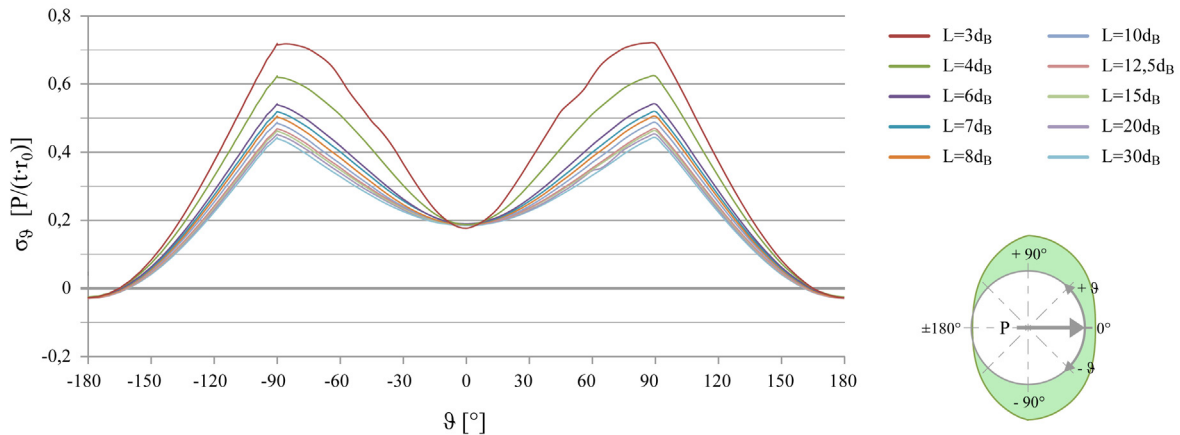


Abbildung 4-54: Tangentialspannungen am Bohrungsrand für verschiedene L (FEM)

Auch bei dieser Darstellung kann man erkennen, dass die maximalen Zugspannungen am Bohrungsrand mit kleiner werdendem Randabstand in Lastrichtung deutlich zunehmen. Dies scheint den in Kapitel 4.2.9 gewählten Ansatz für die Bestimmung der mitwirkenden Breite b_w zu bestätigen. Vergleicht man nun die maximalen Zugspannungen in Abhängigkeit von der Scheibenlänge L mit den analytischen Ergebnissen für eine entsprechende mitwirkende Scheibenbreite b_w gemäß Gleichung (4-93), so wird deutlich, dass die beiden Graphen fast deckungsgleich sind (siehe Abbildung 4-55). Die Abweichungen für die berechneten Spannungen liegen in einem Bereich von maximal zwei Prozent.

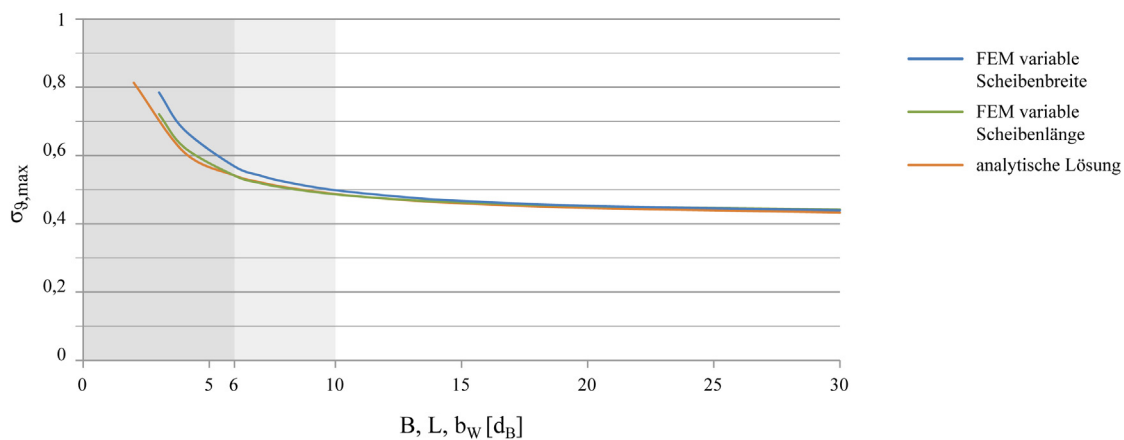


Abbildung 4-55: Maximale Tangentialspannungen am Bohrungsrand aus der analytischen und der numerischen Lösung in Abhängigkeit von L, B bzw. b_w

Im Vergleich zu den ebenfalls dargestellten Ergebnissen für die variierende Scheibenbreite zeigt sich bei variierender Scheibenlänge eine wesentlich bessere Übereinstimmung mit der analytischen Lösung mithilfe des Parameters b_w . Allerdings kann man feststellen, dass sich alle drei Verläufe ab einer Scheibenabmessung von $10 \cdot d_B$ nur unwesentlich voneinander unterscheiden.

Die dargestellten Ergebnisse der Parameterstudien zeigen, dass sich die bemessungsrelevanten Hauptzugspannungen in der PMMA- Scheibe durch den in Kapitel 4.2 dargestellten analytischen Berechnungsansatz unter der Berücksichtigung der in Abschnitt 4.2.9 definierten mitwirkenden Breite b_w in sehr guter Näherung berechnen lassen. Die analytische Lösung kann für Scheibenabmessungen L bzw. $B \geq 6 \cdot d_B$ als ein praktikables Werkzeug zur hinreichend genauen Bestimmung der Beanspruchungen in der Scheibe genutzt werden. Bei PMMA- Bauteilen mit Abmessungen im Bereich von $6 \cdot d_B \leq b_w < 10 \cdot d_B$ sollten jedoch die mit der analytischen Lösung ermittelten Zugspannungen für die Bemessung der Lochleibungsverbindung um fünf Prozent erhöht werden.

4.3.5 Vergleich der Ergebnisse aus Analytik und FEM

Anhand der in Abbildung 4-3 und Tabelle 4-2 beschriebenen Beispielscheibe soll im Folgenden ein Vergleich der analytischen Lösung mit den Ergebnissen aus der numerischen Simulation mit ANSYS vorgenommen werden. Die Vergleichsberechnungen erfolgen hierbei mithilfe eines dreidimensionalen Volumenmodells unter Berücksichtigung des Bolzenkontaktes (siehe Abbildung 4-56).

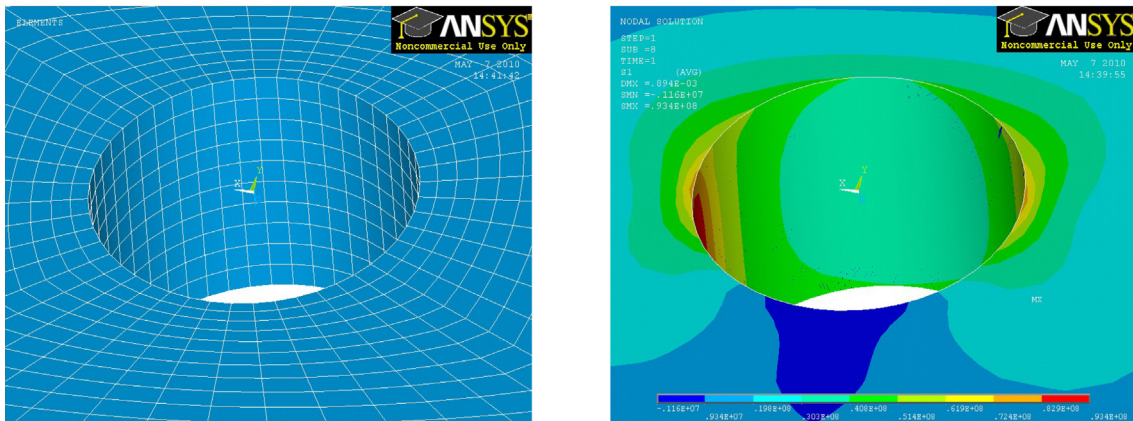


Abbildung 4-56: FE- Modell der Scheibe, links: Vernetzung, rechts: Hauptzugspannungen

Die Ergebnisse aus dem FE- Modell zeigen, dass sich die maximalen Hauptzugspannungen bei den modellierten Kontaktbedingungen unter einem Winkel von 90° zur Lastrichtung finden. Die minimalen Hauptdruckspannungen treten genau wie in der analytischen Lösung in der Richtung der Last auf. In den folgenden Darstellungen werden die Ergebnisse aus der analytischen Lösung den Resultaten aus der numerischen Simulation gegenübergestellt. In Abbildung 4-57 sind die Tangentialspannungen im Bohrungsbereich für beide Berechnungsmethoden zu sehen und Abbildung 4-58 zeigt die dazugehörigen Radialspannungen.

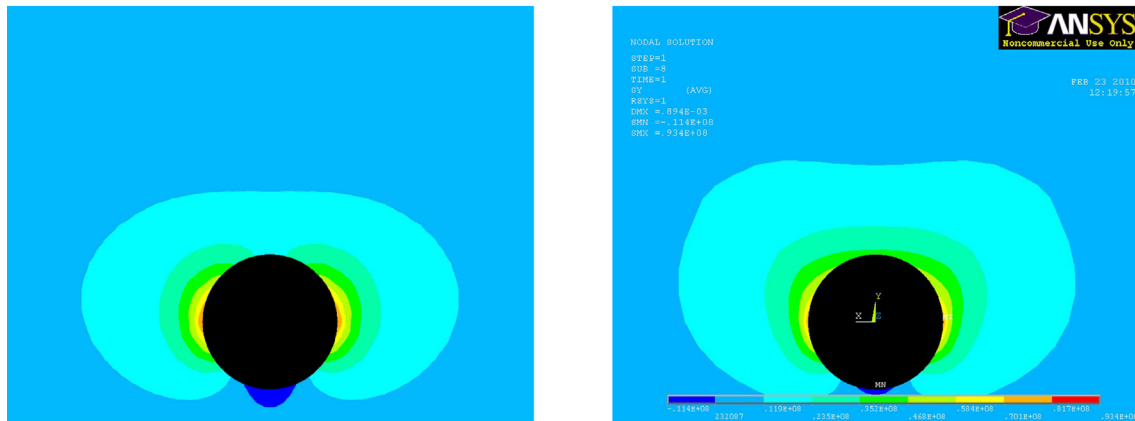


Abbildung 4-57: Tangentialspannungen im Bohrungsbereich aus Analytik und FEM

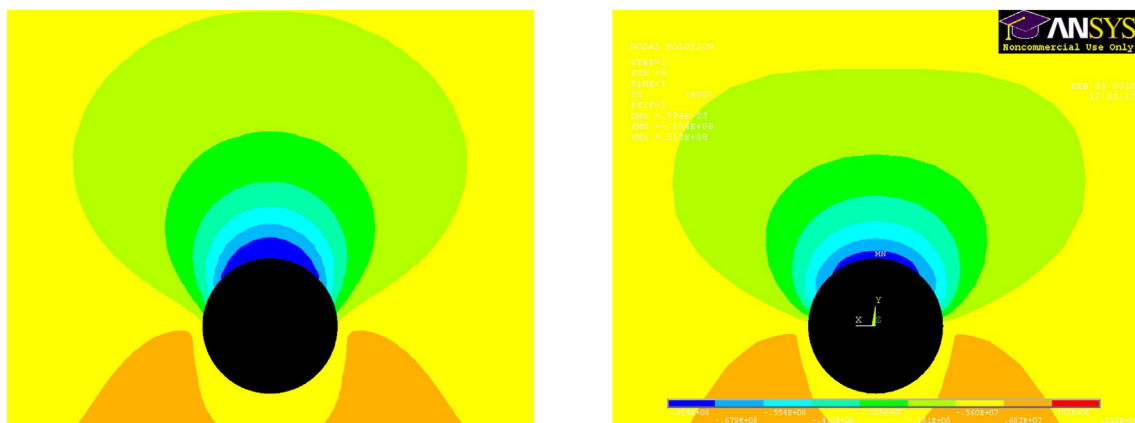


Abbildung 4-58: Radialspannungen im Bohrungsbereich aus Analytik und FEM

Der Vergleich der Ergebnisse zeigt, dass die mit zwei unterschiedlichen Methoden unabhängig voneinander berechneten Spannungszustände im Bereich des Bohrloches hinreichend genau übereinstimmen. In den Abbildungen 4-59 und 4-60 sind jeweils die Verläufe der Radial- und Tangentialspannungen am Lochrand grafisch dargestellt.

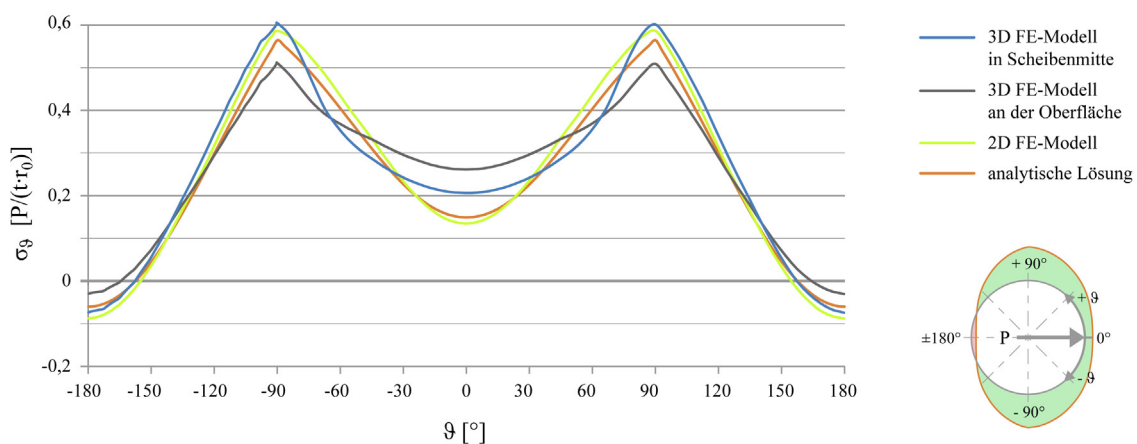


Abbildung 4-59: Tangentialspannungen am Bohrungsrand aus FEM und Analytik

Die maximale Zugspannung aus dem FE- Modell ergibt sich zu $0,607 P / (t \cdot r_0)$, während der entsprechende Wert mit der analytischen Lösung zu $0,568 P / (t \cdot r_0)$ berechnet wurde. Die Abweichung von etwa sieben Prozent ergibt sich aufgrund der ungleichmäßigen Verteilung der Spannungen über die Dicke der PMMA- Scheibe. Ist die Verteilung der Lochleibungsbelastung und somit auch der sich daraus ergebenden Spannungen in der analytischen Lösung aufgrund der zugrunde liegenden Scheibentheorie konstant, so werden in der numerischen Simulation zusätzlich noch Effekte, die Einflüsse aus der Dicke der Scheibe und der Bolzenbiegung berücksichtigen, abgebildet. Deshalb sind in Abbildung 4-59 zwei unterschiedliche Spannungsverläufe für die numerische Lösung dargestellt. Der Maximalwert der maßgebenden Beanspruchung ergibt sich jeweils in der Scheibenmitte. Während dieser Wert über dem analytischen Ergebnis liegt, sind hier die Tangentialspannungen an der Oberfläche der PMMA- Scheibe kleiner als in der Analytik. Dieser Effekt wird im nachfolgenden Kapitel 4.3.6 anhand einer weiteren Parameterstudie noch genauer untersucht.

Am Lochrand entsprechen die Tangentialspannungen exakt den maximalen Hauptzugspannungen, da gemäß der gemachten Annahme am Bohrungsrand keine Schubkräfte auftreten. Diese Zugspannungen sind für den Bruch der PMMA- Scheibe am Lochrand verantwortlich (vgl. Abbildung 3-11 in Kapitel 3.2.1).

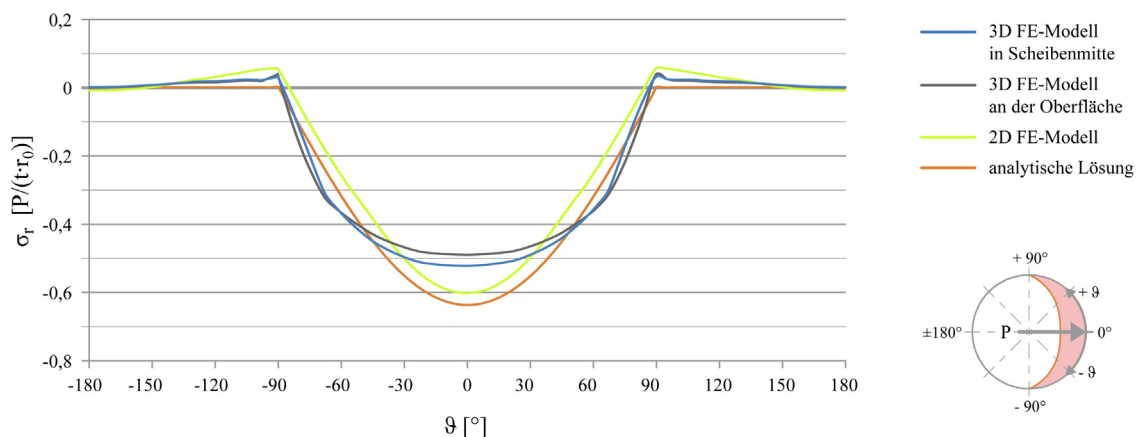


Abbildung 4-60: Radialspannungen am Bohrungsrand aus FEM und Analytik

Die maximalen Druckspannungen sind $0,522 P / (t \cdot r_0)$ in der numerischen Simulation und $0,636 P / (t \cdot r_0)$ bei Verwendung des in Kapitel 4.2 vorgestellten neuen Berechnungsansatzes. Diese Spannungen sind für den Versagensfall Lochleibung am Lastübertragungspunkt zwischen Bolzen und Scheibe maßgebend. Abbildung 4-60 macht deutlich, dass der mithilfe der Kontaktmodellierung in der FE- Berechnung erzeugte Verlauf des Bolzendrucks relativ stark von den vereinfachten Annahmen der Analytik abweicht. Wie in Abbildung 4-18 zu sehen ist, stimmt der analytische Belastungsansatz gut mit den numerischen Ergebnissen in [35] überein. Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten numerischen Berechnungen unterscheiden sich allerdings von den Simulationen in [35], da dort die im Glasbau üblichen Hülsen und Zwischenschichten bei der Modellierung der Kontaktbedingung berücksichtigt werden.

Wie die Untersuchung in Kapitel 4.3.3 zeigt, ist der genaue Verlauf der Lochleibungsspannung für die maßgebenden Beanspruchungen in der Scheibe von untergeordneter Bedeutung. Darüber hinaus zeigen die in Kapitel 4.3.7 durchgeführten Untersuchungen, dass sich die Bolzendruckspannungen bei Vorliegen eines Lochspiels auf einen kleineren Kontaktbereich zwischen Bolzen und Lochrand konzentrieren und sich von ihrem Verlauf her der Belastungsfunktion in der analytischen Lösung annähern.

Da die bemessungsrelevanten Zugspannungen hinreichend genau übereinstimmen, erscheint die Verwendung der analytischen Lösung zulässig zu sein. Bei der Bemessung auf Lochleibungsdruck muss berücksichtigt werden, dass die maximalen Druckspannungen in der analytischen Lösung etwas überschätzt werden. Darüber hinaus zeigt ein Vergleich mit den Untersuchungen von Neubert ([117]), dass die dort dargestellten Ergebnisse von Finite-Element-Berechnungen die in dieser Arbeit gefundenen Resultate bestätigen. Während die Lastaufbringung bei dem beschriebenen eigenen Modell als Flächenlast auf den Rand der PMMA-Scheibe aufgebracht wird und der Bolzen beidseitig gelagert wird, werden in [117] diverse Modellierungsvarianten für unterschiedliche Lagerungssituationen untersucht. Sowohl bei der Lastaufbringung auf den Bolzen als auch bei der Beanspruchung des Scheibenrandes befinden sich die maßgebenden Spannungen in sehr guter Näherung zu den eigenen numerischen und analytischen Lösungen.

Im nachfolgenden Kapitel 4.4 werden zur Validierung des Modells weitere Vergleiche mit den Ergebnissen von Bauteilversuchen angestellt. Außerdem können die Resultate den zuvor beschriebenen Näherungsformeln (siehe Kapitel 4.2.2) gegenübergestellt werden. Dazu wird die Diskretisierung der PMMA-Lochscheibe, die Definition des Kontaktes und die Eignung der gewählten Elemente durch einen Vergleich mit den Lösungen aus der Literatur (siehe z.B. [129] oder [124]) beurteilt. In einem ersten Schritt kann dies anhand der in den Gleichungen (4-97) und (4-98) genannten Lösungen für eine Lochscheibe mit konstanten Randzugspannungen erfolgen. Das Beispiel wird mit dem FE-Modell simuliert und anschließend mit den Ergebnissen der Näherungsformeln verglichen. Als zweites werden die in diesem Abschnitt dargestellten Ergebnisse für die Scheibe unter Lochleibungsbeanspruchung der maximalen Spannung aus der Näherungsgleichung (4-1) für eine Bolzenverbindung ohne Lochspiel gegenübergestellt. Der Vergleich der Resultate der numerischen Simulation mit der Lösung aus der Literatur bestätigt, dass die Spannungen im PMMA mit dem gewählten FE-Modell auch an der Lochbohrung mit hinreichender Genauigkeit bestimmt werden können (siehe Tabelle 4-3).

Tabelle 4-3: Verifizierung des FE- Modells anhand von Näherungslösungen

| Lastfall | r_0 [mm] | b_w [mm] | e_{\perp} [mm] | t [mm] | p [N/mm ²] | P [kN] | FEM | Näherung | |
|--------------|---------------|---------------|---------------------|-------------|-----------------------------|-------------|---|---|-----------------|
| | | | | | | | σ_{\max} [N/mm ²] | σ_{\max} [N/mm ²] | Δ [%] |
| Zug (4-97) | 6,5 | 96 | 48 | 10 | 10 | -- | 31,5 | 30,7 | 2,8 |
| Zug (4-98) | 6,5 | 96 | 48 | 10 | 10 | -- | 31,5 | 30,6 | 2,9 |
| Bolzen (4-1) | 6 | 96 | 48 | 10 | -- | 10 | 92,3 | 90,4 | 2,1 |

4.3.6 Einfluss der Bolzenschlankheit

In der analytischen Lösung wird gemäß der Scheibentheorie davon ausgegangen, dass die Lochleibungsspannungen im Kontaktbereich mit dem Bolzen gleichmäßig über die Dicke t der Scheibe verteilt sind. Außerdem kann man an den in Kapitel 4.2 abgeleiteten Spannungsgleichungen (4-105) bis (4-107) erkennen, dass die Spannungen am Rand des Bohrlochs antiproportional zur Scheibendicke sind. Um den Einfluss der Dicke der Scheibe zu erfassen, wurden in [35] numerische Berechnungen unter Berücksichtigung verschiedener Dicken t durchgeführt. Dabei wurde der Bolzen allerdings als starr angenommen. Es ergeben sich nur verhältnismäßig kleine Unterschiede für die Hauptzugspannungen am oberen und unteren Scheibenrand im Vergleich zu den Maximalwerten in der Scheibenmittelfläche. Dies bestätigt die Angaben in der Literatur, wonach die Spannungen an der Oberfläche der Scheibe von denjenigen in der Scheibenmittelebene geringfügig abweichen, sobald die Dicke der Scheibe die gleiche Größenordnung wie der Lochdurchmesser erreicht (vgl. [105]). Auch der reziproke Zusammenhang zwischen der maximalen Spannung und der Dicke t kann bestätigt werden.

Da für die Bemessung der Verbindung lediglich die maximale Zugspannung in der Mitte der Scheibe maßgebend ist und diese sehr gut mit der vorgestellten analytischen Lösung ermittelt werden kann, wird der Einfluss der Scheibendicke bei der Bemessung vereinfacht durch einen im weiteren zu bestimmenden Vorfaktor berücksichtigt.

Ein Effekt, der bei den beschriebenen Arbeiten nicht untersucht wurde, ist die über die Scheibendicke ungleichmäßige Verteilung des Lochleibungsdrucks, die durch die Biegung des verwendeten Schraubenschaftes hervorgerufen wird. Diese hängt neben den Materialeigenschaften des Bolzens auch von der Schlankheit desselben ab. Durch eine entsprechende Wahl des Bolzendurchmessers im günstigen Verhältnis zur Dicke der PMMA-Scheibe können die Zusatzbeanspruchungen im Bolzen und der Scheibe gesteuert werden. Wie im Kapitel 2.4.1.2 geschildert, liefert eine in der Bolzenbiegung begründete, nachgiebige Verbindung eine Duktilität für das Verbundsystem, die sich sehr vorteilhaft auswirkt. Um diesen Einfluss genauer zu untersuchen, werden verschiedene Modelle mit unterschiedlichen Bolzenschlankheiten l_B / d_B untersucht. Dabei wird ein Plastizieren des Stahlbolzens zugelassen, was insbesondere der Theorie für die Lochleibungsverbindungen im Holzbau entspricht (siehe Kapitel 5.2). Die Bolzenlänge l_B ist das Maß zwischen den Kraftübertragungspunkten des Bolzens. In dem numerischen Modell entspricht dies dem Abstand der beiden Lagerungspunkte jeweils auf einer Seite der PMMA-Scheibe.

Abbildung 4-61 zeigt beispielhaft den Verlauf der Tangentialspannungen am Lochrand für eine Bolzenschlankheit von $l_B / d_B = 2,5$, wobei die Bolzenlänge der dreifachen Scheibendicke entspricht.

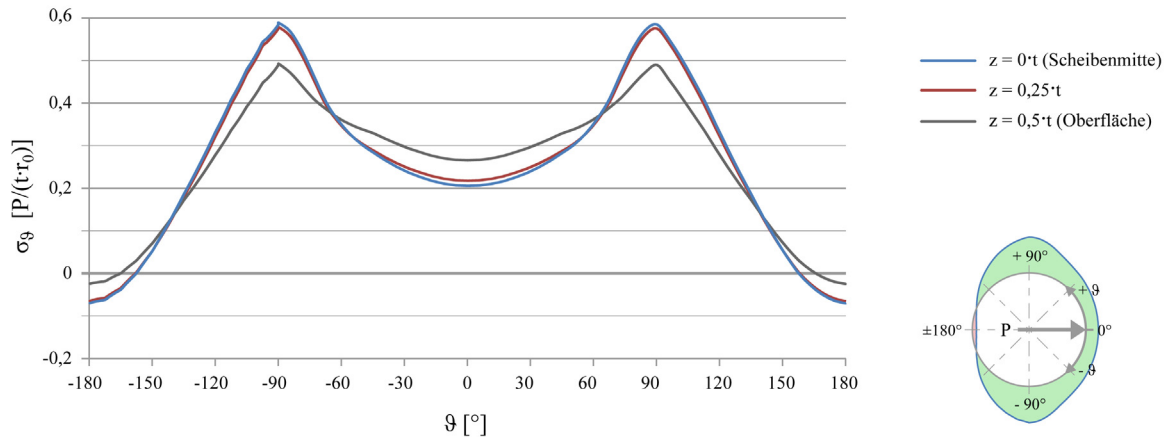


Abbildung 4-61: Tangentialspannungen am Bohrungsrand für eine Bolzenschlankheit von $l_B / d_B = 2,5$ und einem Verhältnis von $l_B / t = 3$

Man erkennt, dass die Spannungen in diesem Fall in der Scheibenmitte mit $0,589 P / (t \cdot r_0)$ um fast 20 Prozent über den Spannungen an der Oberfläche der Scheibe liegen ($0,494 P / (t \cdot r_0)$). Erhöht man die Bolzenschlankheit auf $l_B / d_B = 4,2$, so nehmen die Spannungen an der Oberfläche auf $0,555 P / (t \cdot r_0)$ zu, während diejenigen in der Mittelebene der Scheibe aufgrund der stärkeren Bolzenbiegung abnehmen ($0,582 P / (t \cdot r_0)$). Der Bolzen erfährt bei dieser Schlankheit unter dem betrachteten Lastniveau bereits deutlich plastische Verformungen. In Abbildung 4-62 ist der Verlauf der Spannungen am Bohrungsrand für unterschiedliche Bolzenschlankheiten über die Scheibendicke grafisch dargestellt.

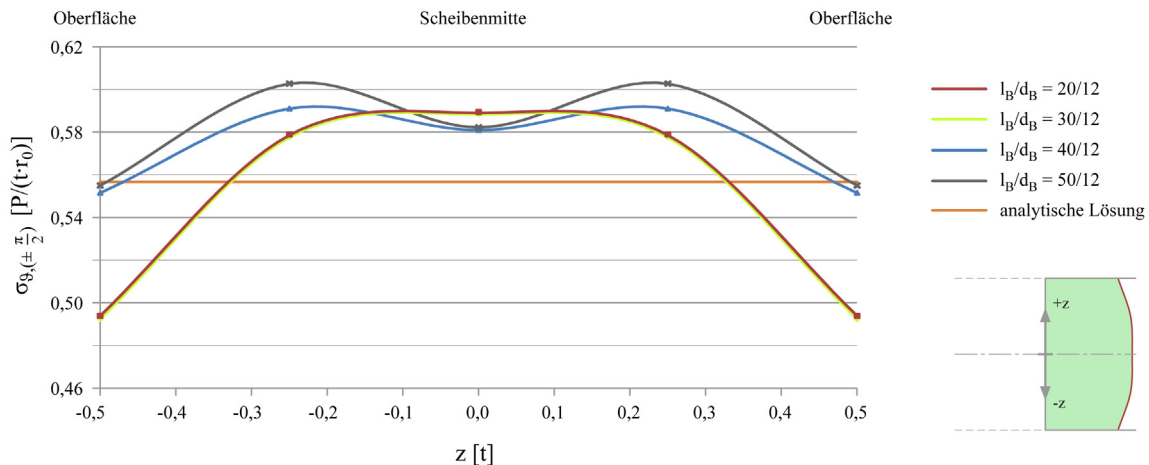


Abbildung 4-62: Spannungsverteilung über die Scheibendicke bei unterschiedlichen Bolzenschlankheiten l_B / d_B , Vergleich mit analytischer Lösung

Man erkennt, dass der in [35] beschriebene Effekt aus der ungleichmäßigen Spannungsverteilung über die Dicke durch die Spannungsumverteilung infolge der Bolzenverformung teilweise wieder aufgehoben wird. Mit zunehmender Bolzenschlankheit nimmt die maximale Zugspannung im PMMA- Querschnitt leicht ab und es tritt eine Vergleichmäßigung der Spannungen über die Scheibendicke ein. Abbildung 4-63 illustriert die Veränderung der maximalen Zugspannungen für markante Stellen des Querschnitts ($z = \pm 0,0 \cdot t$, $z = \pm 0,25 \cdot t$ und $z = \pm 0,5 \cdot t$).

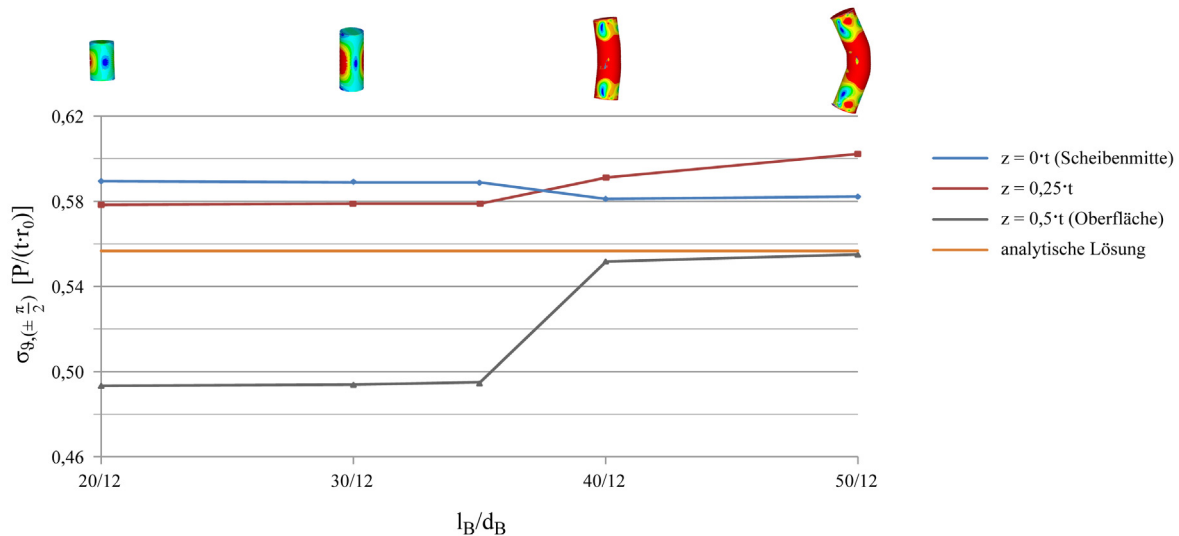


Abbildung 4-63: Maximale Zugspannungen bei unterschiedlichen Bolzenschlankheiten l_B / d_B , Vergleich mit analytischer Lösung

Wie zuvor beschrieben, geht die analytische Lösung von einem konstanten Verlauf der Spannungen über die Dicke der Scheibe aus. Diese Vereinfachung erscheint statthaft, da für die Bemessung nur die maximale Zugspannung maßgebend ist. Die analytisch bestimmten Spannungen liegen in etwa in der Mitte zwischen den numerisch ermittelten Werten an der Scheibenoberfläche und in der Mittelebene. Die maximale Abweichung auf der unsicheren Seite beträgt hierbei acht Prozent. Da der Bolzendurchmesser bei baupraktischen Anwendungen meistens in der gleichen Größenordnung wie die Scheibendicke liegt, wird für die Bemessung der Scheiben empfohlen, die analytisch ermittelten Hauptzugspannungen aufgrund der Einflüsse aus der Scheibendicke und der Bolzenbiegung um acht Prozent zu erhöhen.

4.3.7 Einfluss des Lochspiels

In der analytischen Lösung und den bisher durchgeführten numerischen Berechnungen wurde von einem perfekten Kontakt zwischen Bolzen und Lochwandung ausgegangen, so dass der Bolzen im Bereich seines halben Umfangs an der PMMA- Scheibe anliegt (vgl. Kapitel 4.2.6). Diese Voraussetzung ist aber in der Baupraxis niemals wirklich erfüllt, da man aus konstruktiven Gründen sowie aufgrund von Fertigungstoleranzen immer von einem Lochspiel zwischen Bolzen und Lochrand ausgehen muss. Gerade für den spröden Werkstoff PMMA ist eine Kantenverletzung durch das Einbringen des Bolzens möglichst zu vermeiden. Deshalb wird in der Regel ein Lochspiel von etwa einem Millimeter vorgesehen. Dies hat zur Folge, dass der Stahlbolzen nicht mehr umlaufend im Kontakt mit der Wandung bleibt und ein Spalt entsteht, der sich auf der dem Lastübertragungspunkt entgegen gesetzten Seite am weitesten öffnet.

Während bei einem voll anliegenden Bolzen die Last über den halben Umfang der Lochwandung übertragen wird, kommt es aufgrund des Schlupfes zwischen den Bauteilen zu einer Verringerung der Kontaktfläche. Das hat zur Folge, dass sich die Kontaktpressung zwischen Bolzen und Scheibe bei einem kleiner werdenden Kontaktbereich konzentriert (siehe Abbildung 4-64).

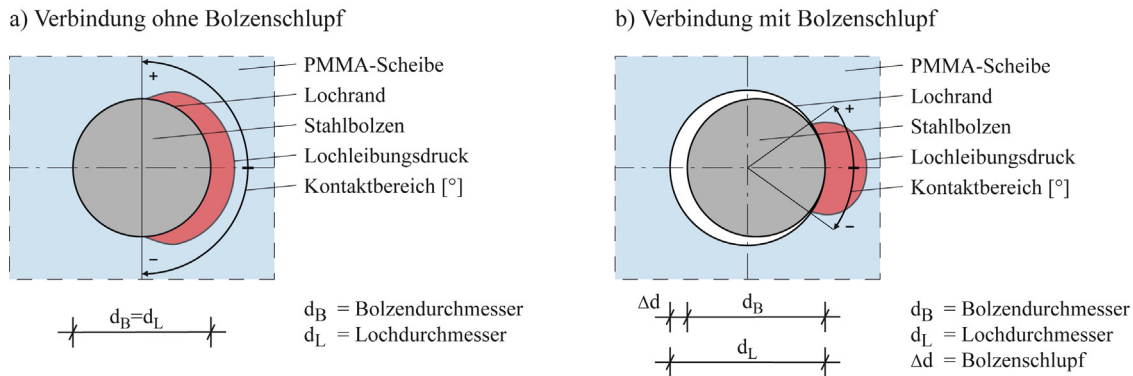


Abbildung 4-64: Verminderte Kontaktfläche bei einer Verbindung mit Bolzenschlupf

Um eine Einschätzung hinsichtlich der spannungserhöhenden Effekte aus dem Lochspiel zu ermöglichen, werden numerische Berechnungen von Lochleibungsverbindungen unter Variation des Lochspiels durchgeführt. In Abbildung 4-65 sind die radialen Druckspannungen über den Umfang der Bohrung für die verschiedenen bezogenen Werte des Lochspiels dargestellt.

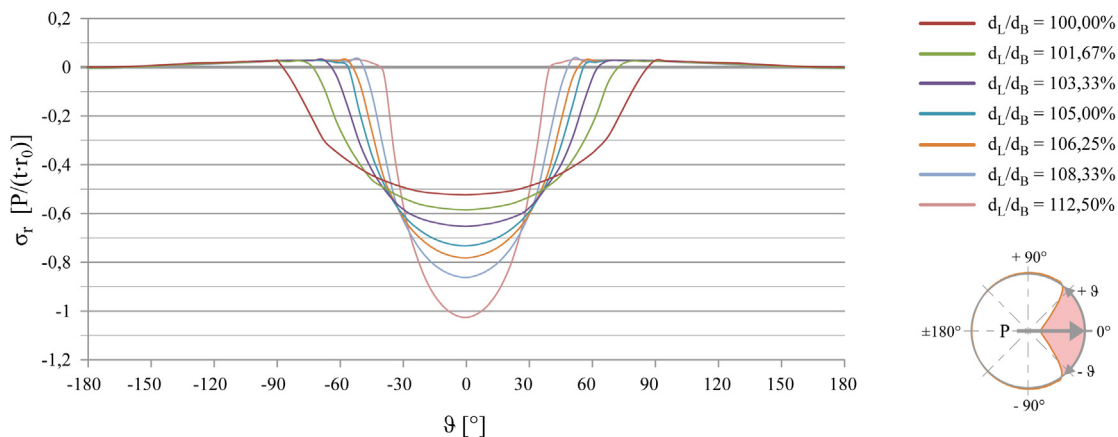


Abbildung 4-65: Radialspannungen am Lochrand für verschiedene Verhältnisse d_L / d_B

Die Ergebnisse der numerischen Simulationen bestätigen die Annahme, dass der Kontaktbereich mit zunehmendem Lochspiel abnimmt und der maximale Lochleibungsdruck deutlich ansteigt. Es kommt zu einer Konzentration der Last auf einem kleineren Bereich. Die Berechnungen zeigen darüber hinaus auch, dass dieser Effekt gleichzeitig zu einem Anstieg der maximalen Zugspannungen im kritischen Restquerschnitt führt. Abbildung 4-66 verdeutlicht diesen Sachverhalt anhand der Verläufe der Tangentialspannungen über den Lochrand.

Es kann außerdem festgestellt werden, dass der Ort der maximalen Tangentialspannungen bei größer werdendem Schlupf immer weiter über den Lochrand in Richtung des Lastübertragungspunktes bei $\vartheta=0^\circ$ wandert. Die maßgebenden Zugspannungen treten am Übergang vom belasteten zum unbelasteten Bereich der Wandung auf. Außerdem nehmen die Tangentialspannungen in Lastrichtung bei großem Schlupf negative Werte an.

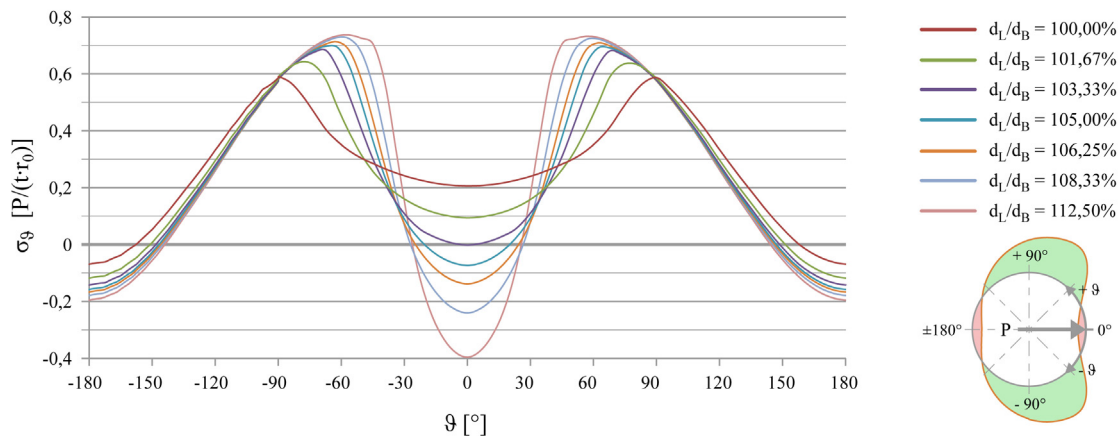


Abbildung 4-66: Tangentialspannungen am Lochrand für verschiedene Verhältnisse d_L / d_B

In Abbildung 4-67 ist der Zusammenhang zwischen dem Kontaktbereich und dem Lochspiel des Stahlbolzens grafisch aufgetragen.

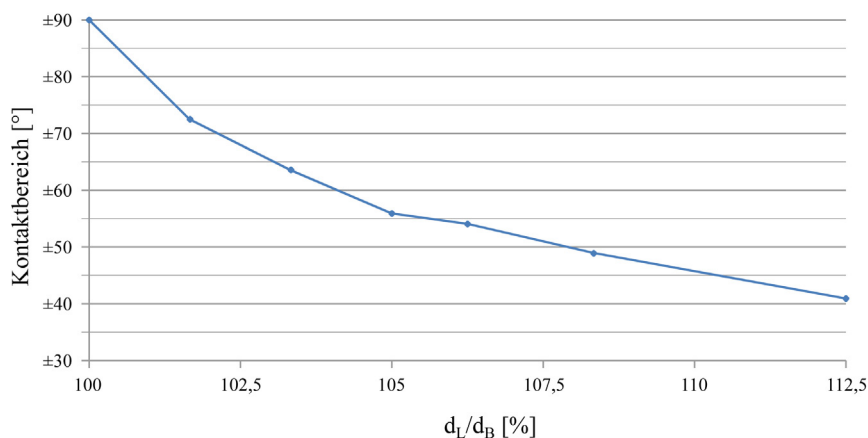


Abbildung 4-67: Kontaktbereich α in Abhängigkeit vom Verhältnis d_L / d_B

Abbildung 4-68 illustriert die Zunahme der maximalen Zugspannungen in einer PMMA-Scheibe aufgrund des Vorhandenseins eines Bolzenlochs im Vergleich zu einer Bolzenverbindung ohne Schlupf. Man erkennt deutlich, dass das Lochspiel zu einer Spannungserhöhung in der PMMA-Scheibe führt, die bisher in der analytischen Lösung nicht berücksichtigt wurde, dessen Einfluss aber in das später vorgestellte Bemessungskonzept aufgenommen werden muss.

Die Empfehlung des BÜV- Arbeitskreises „Tragende Kunststoffbauteile“ ([31]) schlägt für die Berücksichtigung der Spannungserhöhungen infolge der Abweichungen des Durchmessers von Bolzen und Bohrloch den Spannungserhöhungsfaktor k_{cc} vor (siehe Kapitel 3.3).

Dieser soll aus Versuchen ermittelt werden, kann aber z. B. für maschinell gefertigte Faserverbundwerkstoffe näherungsweise wie folgt berechnet werden:

$$k_{cc} = \left(\frac{d_L}{d_B} \right)^2. \quad (4-119)$$

Zum Vergleich ist auch diese Funktion in Abbildung 4-68 in Abhängigkeit vom Bolzenschlupf dargestellt. Es wird allerdings deutlich, dass die Abweichungen verglichen mit den in dieser Arbeit gefunden Ergebnissen sehr groß sind. Insbesondere für ein kleines Lochspiel werden die Spannungserhöhungen durch k_{cc} unterschätzt. Ein Übertragen der Gleichung auf Lochleibungsverbindungen in PMMA- Bauteilen erscheint nicht sinnvoll. Deshalb wird an dieser Stelle ein neuer Vorschlag zur Berücksichtigung des Einflusses des Lochspiels gemacht. Da nach einem starken Anstieg bei kleinem Lochspiel nach Erreichen eines Maximums bei größerem Lochspiel bis zu einem Verhältnis von $d_L / d_B = 1,125$ keine wesentliche Veränderung mehr festgestellt werden kann, wird folgender Einflussfaktor k_{LS} eingeführt:

$$k_{LS, Zug} = \begin{cases} 4,7 \cdot \frac{d_L}{d_B} - 3,7 & \text{für } \frac{d_L}{d_B} < 1,03 \\ 1,14 & \text{für } 1,03 \leq \frac{d_L}{d_B} \leq 1,125. \end{cases} \quad (4-120)$$

Überschreitet das Lochspiel den hier angegebenen Bereich, werden weitergehende Untersuchungen mittels der FEM oder durch Bauteilversuche erforderlich. Auch dieser Zusammenhang ist als bilineare Funktion in Abbildung 4-68 grafisch dargestellt.

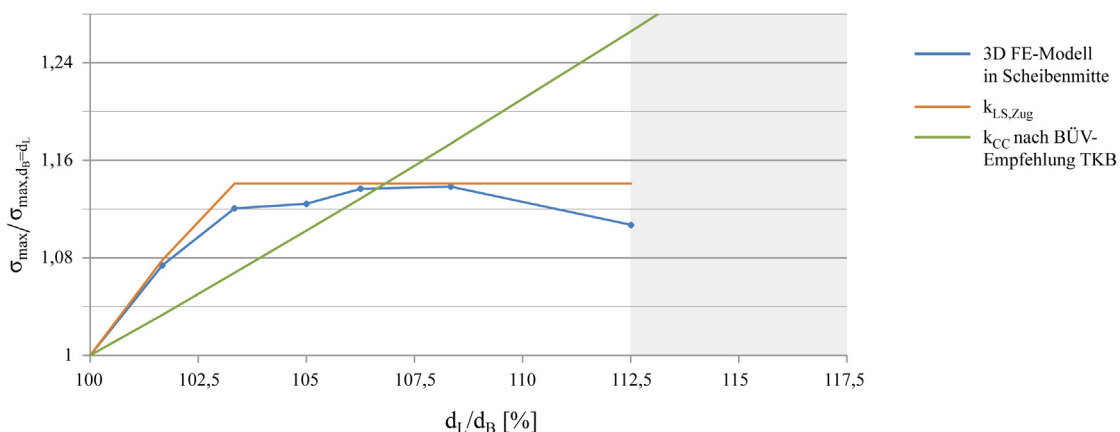


Abbildung 4-68: Zunahme der maximalen Zugspannungen in Abhängigkeit vom Lochspiel

Man sieht, dass die Spannungskonzentration durch den Faktor k_{LS} hinreichend genau auf der sicheren Seite liegend abgeschätzt werden kann. Für das Lochleibungsversagen infolge des erhöhten, konzentrierten Bolzendrucks hat der Einflussfaktor allerdings keine Gültigkeit. Wie man Abbildung 4-65 entnehmen kann, steigen die Druckspannungen im Vergleich zu den Zugspannungen bei zunehmendem Lochspiel deutlich schneller an. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 4-69 illustriert.

Auch für den Lochleibungsnachweis ist der Spannungskonzentrationsfaktor k_{CC} nach [31] nicht zu verwenden. Deshalb wird auch für den Druckbereich eine Gleichung für den Einflussfaktor k_{LS} eingeführt. Dieser lässt sich für den dargestellten Gültigkeitsbereich wie folgt berechnen und ist ebenfalls in Abbildung 4-69 grafisch aufgetragen:

$$k_{LS, \text{Druck}} = -15 + 25 \cdot \frac{d_L}{d_B} - \left(\frac{3 \cdot d_L}{d_B} \right)^2 \quad \text{für } \frac{d_L}{d_B} \leq 1,125. \quad (4-121)$$

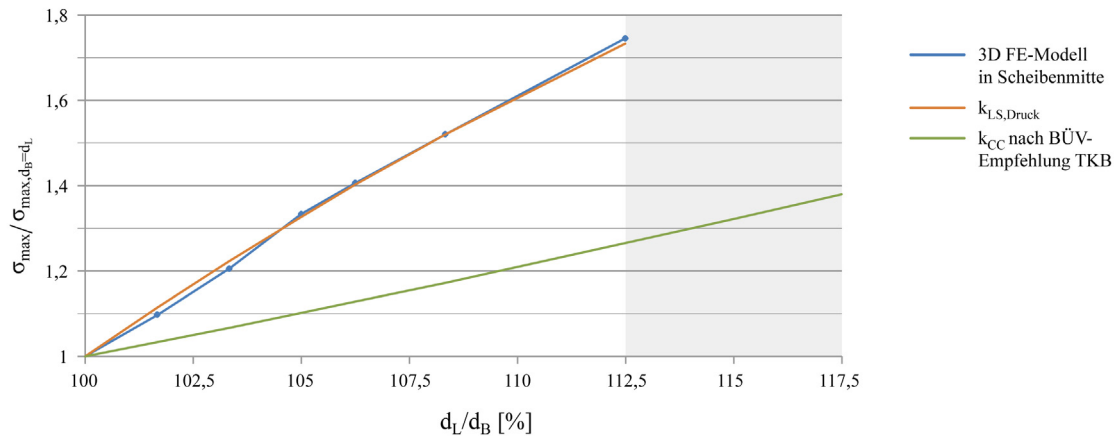


Abbildung 4-69: Zunahme der maximalen Druckspannungen in Abhängigkeit vom Lochspiel

4.4 Experimentelle Untersuchungen

4.4.1 Einführung

Experimentelle Untersuchungen dienen zum einen dazu, wichtige Eingangsgrößen für analytische oder numerische Modelle zu bestimmen und zum anderen finden sie eine Verwendung bei der Überprüfung von Berechnungsergebnissen aus diesen Modellen. Die Beobachtung der Bruchmechanismen beim Versagen der Bauteile gibt in der Regel Aufschluss über die Versagensursache und bietet so eine Kontrolle der zuvor getroffenen Modellannahmen. Besonders bei Werkstoffen, die für die Baubranche noch relativ neu sind und deren Materialeigenschaften noch nicht so weit erforscht sind wie bei den eher konventionellen Baustoffen, ist zudem weniger Zutrauen seitens der Bauaufsichtsbehörden und Bauwerknutzer festzustellen, so dass im Allgemeinen Bauteilversuche erforderlich werden.

In Kapitel 4.4.5 werden die analytisch und numerisch ermittelten Beanspruchungen in der PMMA- Scheibe infolge des Bolzendruckes anhand der beschriebenen Versuchsergebnisse überprüft und auf diese Weise die Gültigkeit der Modelle verifiziert. Außerdem werden die charakteristischen Festigkeiten der PMMA- Bauteile unter Lochleibungsbeanspruchung aus den Versagenslasten ermittelt (Kapitel 4.4.6).

Durch experimentelle Untersuchungen können darüber hinaus noch weitere, in der Simulation möglicherweise noch nicht berücksichtigte Einflussgrößen, wie z.B. Reibung, plastisches Materialverhalten oder Exzentrizitäten identifiziert werden. Im Falle der Lochleibungsverbindungen in PMMA- Bauteilen soll im Folgenden der wichtige Parameter der Bohrlochqualität und dessen Einfluss auf das Tragverhalten und die Festigkeit anhand von Bauteilversuchen überprüft werden. Es liegen bislang nur sehr wenige Informationen und Erfahrungen hinsichtlich der Auswirkungen von Oberflächenschädigungen durch die Bohrlochbearbeitung und das Einbringen der Bolzen in die Bohrungen vor. In Kapitel 4.4.3 wird eine Kategorisierung für diesen Parameter vorgestellt, während Kapitel 4.4.7 die Versuchsergebnisse für die einzelnen Kategorien beschreibt und auswertet.

4.4.2 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Im Rahmen dieser Arbeit werden in der Versuchshalle des Fachgebiets Statik und Dynamik der Tragstrukturen an der Technischen Universität Darmstadt insgesamt 341 Lochleibungsversuche an PMMA- Scheiben unterschiedlicher Geometrie durchgeführt. Dabei werden sowohl Scheiben aus gegossenem und extrudiertem Material als auch aus schlagzäh modifiziertem PMMA (PLEXIGLAS® Resist) untersucht. Wie aus den Überlegungen zur Herleitung der analytischen Lösung bekannt ist, liefert der Zugzustand gemäß Abbildung 4-10 die maßgebenden Beanspruchungen in der Scheibe. Deshalb wird die normalkraftbelastete Verbindung in einem dafür konzipierten Zugversuch geprüft.

Um mögliche Fehlerquellen auszuschließen, wird ein einfacher Versuchsaufbau gewählt, bei dem störende Einspanneffekte oder Exzentrizitäten vermieden werden und nur Kräfte in der Scheibenebene hervorgerufen werden sollen.

Wie in Abbildung 4-70 dargestellt, besitzt jeder Probekörper zwei Lochbohrungen, an denen jeweils mithilfe von Stahllaschen in entgegensetzter Richtung gezogen wird. Somit werden tatsächlich jeweils zwei Verbindungen gleichzeitig geprüft, wobei das Versagen des zuerst zerstörten Bohrlochs den Versuch beendet. Die Tatsache, dass die zweite Verbindung eine höhere Versagenslast besitzt als die zuerst zerstörte, wird nicht weiter berücksichtigt. Der Probekörper wird nur anhand des Versagens der schwächeren Verbindung bewertet. Die Durchführung der Versuche geschieht dabei weggesteuert mit einer konstanten Belastungsgeschwindigkeit bis zum Bruch der Scheiben.



Abbildung 4-70: Versuchsaufbau, links: Prinzipskizze, Mitte / rechts: Versuchsdurchführung

Für die Versuche wird eine hydraulische Zugprüfmaschine der Firma M.A.N. mit einer Nennlast von 400 kN verwendet. Die Aufzeichnung der Ergebnisse geschieht mithilfe des Elektroniksystems CADIS MSR1. Die Übertragung der Last erfolgt zunächst jeweils über einen einzelnen Stahlbolzen. Im Kapitel 6 werden später noch Versuche mit mehreren Verbindungsmitteln beschrieben. Während der Versuchsdurchführung werden sowohl der Traversenweg als auch die zur Formänderung erforderliche Kolbenkraft aufgezeichnet. Als Messergebnis wird so ein Kraft- Weg- Diagramm registriert. Darüber hinaus werden an einzelnen Proben im Bereich der Lasteinleitung Dehnungsmessungen an der Oberfläche der PMMA- Scheibe vorgenommen (siehe Kapitel 4.4.4).

Abbildung 4-71 veranschaulicht die Geometrie der verschiedenen Probekörper. Hier werden die wichtigsten Abmessungen als Parameter definiert. Diese können, nach PMMA- Sorten getrennt, den nachfolgenden Tabellen für die einzelnen Prüfserien entnommen werden. Alle Probekörper wurden von der Firma Evonik Röhm GmbH hergestellt, bearbeitet und geliefert. Dabei handelt es sich um repräsentative Proben aus der laufenden Produktion. Ihre Abmessungen entsprachen unter Berücksichtigung herstellungsbedingter Toleranzen den Nennmaßen, so dass auf eine detaillierte Aufstellung der Ergebnisse der Maßkontrollen an dieser Stelle verzichtet werden kann.

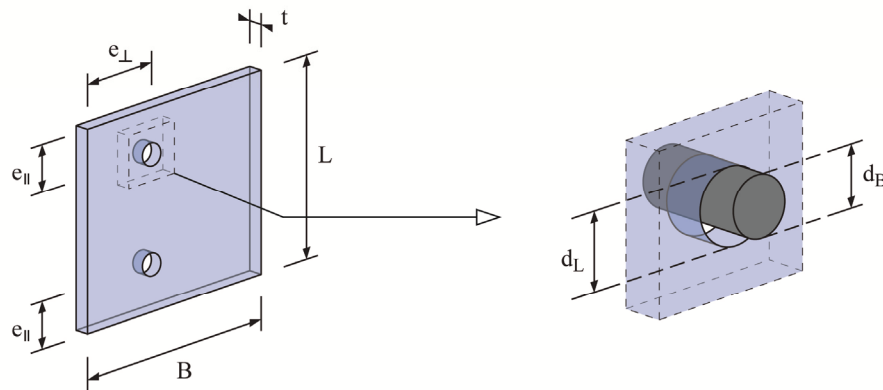


Abbildung 4-71: Geometrie der Probekörper für die Scher- Lochleibungsversuche

Insgesamt werden im Rahmen dieser Untersuchungen 221 Probekörper aus extrudiertem PLEXIGLAS[®] geprüft. Diese teilen sich in 32 Prüfserien mit unterschiedlichen Abmessungen auf. Die unterschiedlichen Scheibendicken und -abmessungen werden gewählt, um auch die Einflüsse aus der abnehmenden Scheibengröße auf die Tragfähigkeit der Verbindung experimentell zu untersuchen. Eine Betrachtung von unterschiedlichen Loch- und Randabständen und eine Empfehlung hinsichtlich entsprechender Mindestwerte erfolgt später separat in Kapitel 6. Die hier verwendeten Scheibendicken variieren zwischen 5 und 20 mm. Außerdem werden verschiedene Bolzen- und Bohrlochdurchmesser getestet. Dabei liegen die Bolzendurchmesser zwischen 6 und 20 mm. Tabelle 4-4 gibt eine Übersicht über die untersuchten Prüfserien.

Tabelle 4-4: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit extrudiertem PMMA

| <i>Serie</i> | <i>Anzahl</i> | <i>t</i> | <i>B</i> | <i>L</i> | <i>e_⊥</i> | <i>e</i> | <i>d_B / d_L</i> |
|--------------|---------------|-------------|-------------|-------------|----------------------|-----------------------|--------------------------------------|
| | <i>[-]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> |
| XT-20-20-01 | 31 | 20 | 120 | 350 | 60 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-02 | 4 | 20 | 140 | 350 | 70 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-03 | 4 | 20 | 180 | 350 | 90 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-04 | 4 | 20 | 220 | 350 | 110 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-05 | 4 | 20 | 300 | 260 | 150 | 60 | 20 / 21 |
| XT-20-20-06 | 8 | 20 | 300 | 350 | 150 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-07 | 4 | 20 | 300 | 420 | 150 | 140 | 20 / 21 |
| XT-20-20-08 | 6 | 20 | 400 | 350 | 200 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-09 | 3 | 20 | 400 | 460 | 200 | 160 | 20 / 21 |
| XT-20-12-01 | 6 | 20 | 72 | 300 | 36 | 60 | 12 / 13 |
| XT-20-8-01 | 5 | 20 | 48 | 300 | 24 | 40 | 8 / 9 |
| XT-20-6-01 | 6 | 20 | 36 | 300 | 18 | 30 | 6 / 7 |
| XT-15-12-01 | 6 | 15 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |
| XT-12-20-01 | 5 | 12 | 120 | 350 | 60 | 100 | 20 / 21 |
| XT-12-12-01 | 3 | 12 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |
| XT-12-12-02 | 5 | 12 | 72 | 300 | 36 | 60 | 12 / 13 |
| XT-12-8-01 | 6 | 12 | 48 | 300 | 24 | 40 | 8 / 9 |
| XT-12-6-01 | 6 | 12 | 36 | 300 | 18 | 30 | 6 / 7 |
| XT-10-20-01 | 4 | 10 | 120 | 300 | 60 | 60 | 20 / 21 |
| XT-10-12-01 | 42 | 10 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |
| XT-10-12-02 | 3 | 10 | 96 | 300 | 48 | 36 | 12 / 13 |
| XT-10-12-03 | 4 | 10 | 240 | 380 | 120 | 120 | 12 / 13 |
| XT-10-8-01 | 4 | 10 | 48 | 300 | 24 | 24 | 8 / 9 |
| XT-8-20-01 | 5 | 8 | 120 | 350 | 60 | 100 | 20 / 21 |
| XT-8-12-01 | 6 | 8 | 72 | 300 | 36 | 60 | 12 / 13 |
| XT-8-8-01 | 6 | 8 | 48 | 300 | 24 | 40 | 8 / 9 |
| XT-8-6-01 | 6 | 8 | 36 | 300 | 18 | 30 | 6 / 7 |
| XT-6-12-01 | 3 | 6 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |
| XT-5-20-01 | 4 | 5 | 120 | 350 | 60 | 100 | 20 / 21 |
| XT-5-12-01 | 6 | 5 | 72 | 300 | 36 | 60 | 12 / 13 |
| XT-5-8-01 | 6 | 5 | 48 | 300 | 24 | 40 | 8 / 9 |
| XT-5-6-01 | 6 | 5 | 36 | 300 | 18 | 30 | 6 / 7 |

Darüber hinaus werden noch 76 Probekörper aus gegossenem PLEXIGLAS[®] untersucht. Diese teilen sich in 10 Prüfserien mit unterschiedlichen Abmessungen auf. Da gegossenes Material auch in großen Dicken hergestellt werden kann, wird im Folgenden ein anderer Dickenbereich der Scheiben untersucht. Die hier verwendeten Scheibendicken variieren zwischen 10 und 70 mm. Außerdem werden wieder zwei verschiedene Bolzen- und Bohrlochdurchmesser (12 / 13 mm und 20 / 21 mm) getestet. Detaillierte Angaben zu den Prüfserien sind Tabelle 4-5 zu entnehmen.

Tabelle 4-5: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit gegossenem PMMA

| <i>Serie</i> | <i>Anzahl</i> | <i>t</i> | <i>B</i> | <i>L</i> | <i>e_⊥</i> | <i>e</i> | <i>d_B / d_L</i> |
|--------------|---------------|-------------|-------------|-------------|----------------------|-----------------------|--------------------------------------|
| | <i>[-]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> |
| GS-70-20-01 | 2 | 70 | 200 | 350 | 100 | 100 | 20 / 21 |
| GS-70-20-02 | 34 | 70 | 300 | 350 | 100 | 100 | 20 / 21 |
| GS-70-20-03 | 4 | 70 | 300 | 350 | 150 | 100 | 20 / 21 |
| GS-70-20-04 | 2 | 70 | 400 | 350 | 200 | 100 | 20 / 21 |
| GS-50-20-01 | 9 | 50 | 120 | 350 | 60 | 100 | 20 / 21 |
| GS-50-20-02 | 2 | 50 | 200 | 350 | 100 | 100 | 20 / 21 |
| GS-40-20-01 | 10 | 40 | 120 | 350 | 60 | 100 | 20 / 21 |
| GS-40-20-02 | 2 | 40 | 200 | 350 | 100 | 100 | 20 / 21 |
| GS-30-20-01 | 8 | 30 | 120 | 350 | 60 | 100 | 20 / 21 |
| GS-10-12-01 | 3 | 10 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |

Schließlich werden noch 6 Versuchsreihen mit insgesamt 44 Probekörpern aus schlagzäh modifiziertem PLEXIGLAS[®] (Resist 65) durchgeführt. Da der Dickenbereich für dieses Material herstellungsbedingt auf maximal 15 mm begrenzt ist, werden im Rahmen dieser Arbeit nur Scheiben mit einer Dicke von 6 bis 10 mm untersucht. Dazu passend werden auch nur entsprechend kleine Bolzen mit einem Durchmesser von 8 und 12 mm verwendet. Eine Beschreibung der Prüfserien erfolgt in Tabelle 4-6.

Tabelle 4-6: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit modifiziertem PMMA

| <i>Serie</i> | <i>Anzahl</i> | <i>t</i> | <i>B</i> | <i>L</i> | <i>e_⊥</i> | <i>e</i> | <i>d_B / d_L</i> |
|--------------|---------------|-------------|-------------|-------------|----------------------|-----------------------|--------------------------------------|
| | <i>[-]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> | <i>[mm]</i> |
| RS-10-12-01 | 23 | 10 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |
| RS-10-12-02 | 3 | 10 | 72 | 300 | 36 | 84 | 12 / 13 |
| RS-10-12-03 | 3 | 10 | 168 | 300 | 84 | 36 | 12 / 13 |
| RS-10-8-01 | 6 | 10 | 48 | 300 | 24 | 24 | 8 / 9 |
| RS-8-12-01 | 6 | 8 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |
| RS-6-12-01 | 3 | 6 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |

4.4.3 Identifizierung wichtiger Einflussparameter

4.4.3.1 Allgemein

Da die Wiedergabe der tatsächlichen Randbedingungen im späteren Bauwerk nur modellhaft durch den Versuchsaufbau geschehen kann, bestehen immer gewisse Unsicherheiten in der Vorhersage des Verhaltens eines Werkstoffes unter einer bestimmten Beanspruchung. Die Ergebnisse der Bauteilversuche werden zum Teil erheblich durch verschiedene Einflussgrößen bestimmt. Deren Ursachen finden sich zum einen in der Versuchsdurchführung. Zum anderen spielen aber auch Geometrie und Bearbeitung der Probekörper eine entscheidende Rolle. Schließlich beeinflussen noch die spezifischen Materialeigenschaften des Werkstoffes den Verlauf und das Ergebnis des Versuchs. Im Folgenden sollen die wesentlichen Einflussparameter durch Vorüberlegungen und entsprechende Vorversuche identifiziert und bei der weiteren Bearbeitung berücksichtigt werden.

4.4.3.2 Einflüsse aus der Versuchsdurchführung

Unter den von der Versuchseinrichtung abhängigen Einflussgrößen ist die Prüfgeschwindigkeit ein wichtiger Parameter. Eckhardt kommt bei Untersuchungen an extrudiertem PMMA zu diesem Thema in [56] zu dem Ergebnis, dass bei einer Belastungsgeschwindigkeit von weniger als 1 mm/min ein leichtes Plastizieren der PMMA-Scheibe am belasteten Bohrungsrand auftritt. Damit einher geht eine leichte Steigerung der Bruchlast bei kleiner werdender Prüfgeschwindigkeit.

In den Kunststoffprüfnormen DIN EN ISO 527, Teil 1 ([19]) und DIN EN ISO 7823 ([13]) werden Geschwindigkeiten zwischen 1 mm/min (für die Ermittlung des E-Moduls von PMMA) und 5 mm/min (für die Ermittlung der Zugfestigkeit) angegeben. Eckhardt legt in Anbetracht der im Holz- PMMA- Verbundträger auftretenden Belastungen die Prüfgeschwindigkeit auf 3 mm/min fest. Eigene Voruntersuchungen bestätigen die Ergebnisse in [56]. Auch die vergleichbaren Lochleibungsversuche an Glasscheiben (siehe [61]) wurden mit einer konstanten Prüfgeschwindigkeit von 1 mm/min durchgeführt. Basierend auf diesen Erkenntnissen wird die Traversengeschwindigkeit für die durchgeführten Versuche auf einen Bereich von 1 bis 3 mm/min festgelegt. Die Abweichungen der Ergebnisse innerhalb dieses Bereichs sind marginal.

Ein weiterer versuchstechnischer Parameter ist die Anordnung des Bolzens im Versuchsaufbau. Neben der Festigkeit des Bolzens, die derjenigen des später eingesetzten Materials entsprechen muss, ist die Platzierung des Bolzens innerhalb der Verbindung von Bedeutung. Durch einen direkten Kontakt des Bolzengewindes mit der Wandung der PMMA-Scheibe wird die Tragfähigkeit der Verbindung nach [56] um etwa zehn Prozent reduziert, da es zu einem Eindringen des Gewindes in den Kunststoff kommt. Aus diesem Grund wird bei den Versuchen im Rahmen dieser Arbeit darauf geachtet, dass ein direkter Kontakt zwischen Gewinde und PMMA- Bauteil durch die Wahl eines geeigneten Bolzens vermieden wird.

4.4.3.3 Einflüsse aus der Probekörpergeometrie

Einen ganz wesentlichen Einfluss auf die Ergebnisse der Versuche hat die Probekörpergeometrie. Im Einzelnen sind hier die Scheibendicke und –breite sowie der Bolzendurchmesser, das dazugehörige Lochspiel und die Randabstände des Bolzens zu nennen. Bei der Auswertung der Versuche werden in den folgenden Kapiteln die Versagensspannungen aus den Bruchlasten der einzelnen Probekörper zurückgerechnet. Dazu werden nach einem Abgleich der Versuchsergebnisse mit den Beanspruchungen, die sich aus den numerischen und den analytischen Berechnungen ergeben, die analytischen Ansätze aus Kapitel 4.2.10 unter Berücksichtigung der Korrekturbeiwerte aus Kapitel 4.3 verwendet. Die so berechneten ideellen Versagensspannungen berücksichtigen bereits die unterschiedlichen Geometrien der einzelnen Proben und machen so einen direkten Vergleich aller Versuche eines Materials möglich. Allerdings müssen hierbei die in Kapitel 4.3 definierten Grenzen hinsichtlich der minimalen Scheibenbreite und des maximalen Lochspiels eingehalten sein. Bei den in den Tabellen 4-4 bis 4-6 beschriebenen Prüfserien sind diese Voraussetzungen eingehalten.

In [56] beschriebene Versuche an Lochleibungsverbindungen in PMMA mit unterschiedlichem Lochspiel bestätigen den in Abschnitt 4.3.7 angegebenen Grenzwert von $d_L/d_B \leq 1,125$. Während Probekörper mit einem Lochspiel von $d_L/d_B = 1,0$ und $d_L/d_B = 1,083$ zu konsistenten Ergebnissen führen, nehmen die Bruchlasten bei einem Lochspiel von $d_L/d_B \geq 1,167$ deutlich ab. Die sich in der analytischen Lösung ergebende Dickenproportionalität wird in der zitierten Arbeit ebenfalls durch Versuche bestätigt.

Neben den Abmessungen der Probekörper kommt der Ausführung der Bohrlöcher eine ganz besondere Bedeutung zu. So sind zusätzlich zu den beschriebenen runden Bohrlöchern mit kleinem Lochspiel auch Langlochverbindungen vorstellbar. Um eine mögliche Verwendung dieses Anschlussprinzips zu erkunden, werden zwei Probekörper mit jeweils einem senkrecht zur Lastrichtung angeordneten Langloch der Breite $3 \cdot d_B$ und einem runden Loch mit dem Durchmesser $d_L = d_B$ untersucht. In beiden Versuchen versagt jeweils das runde Loch während das Langloch unversehrt bleibt. Betrachtet man jedoch die Kerbformzahlen für einen reinen Zugstab mit einer elliptischen Kerbe, so ergibt sich nach [116] eine im Vergleich zum Bohrloch um fast 50 Prozent höhere Kerbspannung. Deshalb und aufgrund der geringen Probenanzahl bei den Erkundungsversuchen wird im Rahmen dieser Arbeit auf eine weitere Untersuchung von Langlöchern verzichtet. Eine grundsätzliche Anwendung dieses Konstruktionsprinzips auf den Werkstoff PMMA scheint aber zumindest bei größeren Scheibendicken durchaus möglich.

Darüber hinaus werden Versuche mit Probekörpern durchgeführt, bei denen die Bohrlöcher nicht symmetrisch im Bezug auf die Längsachse, sondern exzentrisch angeordnet sind. Auch bei dem in dieser Arbeit untersuchten Verbundträger ist der Randabstand aufgrund der Querschnittskonfiguration auf der Innenseite des Bohrlochs größer als am Trägerrand. Wie in Kapitel 4.2.9 beschrieben, lassen sich die maximalen Kerbspannungen für eine Lochscheibe unter Zug bei einer unsymmetrischen Anordnung des Bohrloches analog zu einer entsprechenden Scheibe mit zentrischer Lochanordnung bestimmen, solange der minimale Randabstand senkrecht zur Lastrichtung für die Berechnung herangezogen wird (Vergleich

z. B. [124]). Dieser Ansatz wurde in [35] für Lochleibungsverbindungen mittels numerischer Simulation bestätigt. Unter Berücksichtigung der in dem genannten Kapitel formulierten Ansätze für die mitwirkende Breite können die Bruchspannungen auch bei unsymmetrischen Probekörpern mit hinreichender Genauigkeit zurückgerechnet werden.

Wie bereits in Kapitel 2.4.2 dargelegt, werden alle Verbindungen ohne die im Glasbau üblichen Hülsen und ohne Nachbearbeiten der PMMA- Scheiben durch Tempern oder Flammpolieren im Bohrungsbereich hergestellt.

4.4.3.4 Einflüsse aus der Bohrlochbearbeitung

Von sehr großer Bedeutung für die Ergebnisse der Versuche ist die sachgerechte Bohrlochbearbeitung. An dieser Stelle muss auf die Konstruktionsregeln zur Verträglichkeit der PMMA- Scheiben mit dem gewählten Stahlbolzen und die entsprechenden Bearbeitungshinweise des Kunststoffherstellers in Kapitel 2.4.2 hingewiesen werden. Die Qualität der Bohrung ist von ganz entscheidender Wichtigkeit, da die Zugfestigkeit von PMMA ganz erheblich durch die Kerbempfindlichkeit seiner auf Zug beanspruchten Oberfläche geprägt wird. Bei beschädigten oder nur unzureichend gebohrten Bolzenlöchern kann die Tragfähigkeit der Verbindung um mehr als 50 Prozent gemindert werden. Aufgrund einer Verletzung der Oberfläche durch einen Kratzer oder eine Kerbe kann ein Anriss im PMMA erzeugt werden, der die Risseinleitung sehr stark erleichtert (siehe Kapitel 3.2.4). Es kommt zu einer Überlagerung von zwei Kerben. Zum einen wird der Querschnitt planmäßig durch die Bohrung geschwächt und zum anderen kommt noch der Oberflächenanriss dazu.

Ob ein Probekörper unter der aufgebrachten Zugkraft bricht oder nicht, hängt nicht nur von der äußeren Spannung ab. Auch die vorhandene Anrisslänge ist entscheidend für das Instabilwerden eines Anrisses. Ziel der Optimierungsbemühungen muss es also sein, die Wahrscheinlichkeit der Risseinleitung von der Oberfläche her durch die höchste Oberflächengüte zu minimieren und Kriterien zur Bewertung der Bohrlochqualität zu definieren. Dabei muss grundsätzlich davon ausgegangen werden, dass Defekte, die aufgrund ihrer Größe gerade nicht mehr erkennbar sind, auch tatsächlich vorhanden sind. Aus dem Grund muss diese Einflussgröße im Folgenden intensiv untersucht werden.

Vor der Durchführung jedes Versuchs wird der Probekörper in Augenschein genommen und die Bohrlochqualität begutachtet und kategorisiert. Dabei sind nach [56] zwei Kriterien zu überprüfen. Zum einen muss die Mantel- oder Bohrfläche untersucht werden. Vor allem durch den Eintrag von zu hoher Wärme durch den Bohrer kann es zu Verschmelzungen der Mantelfläche kommen. Insbesondere bei größeren Scheibendicken muss hier auf eine entsprechende Kühlung geachtet werden. Der zweite wichtige Aspekt ist die Überprüfung der sauberen Ausarbeitung der Fase. Gerade beim Bohren ohne geeignete Unterlage und zu hoher Drehzahl kann es beim Austreten des Bohrers zu Ausmuschelungen und Kerben an der Oberfläche der PMMA- Scheibe kommen. Diese Kerben sind vor allem dann besonders gefährlich, wenn an diesen Stellen große Zugspannungen auftreten. Die überdrückten Bereiche des Bohrungsrandes reagieren hingegen weniger empfindlich auf kleine Kerben.

Aus diesem Grund bietet es sich an, den Lochrand in einen kritischen und einen unkritischen Bereich zu unterteilen. Da die Spannungsverteilung am Lochrand sehr stark von der Richtung der Bolzenkraft abhängt, kann diese Einschränkung nur bei bekannter Orientierung der Last geschehen. Mithilfe der Hauptspannungsverläufe aus den analytischen und numerischen Betrachtungen sind die kritischen Bereiche leicht zu identifizieren. Sie befinden sich in erster Linie senkrecht zur Lastrichtung. Allerdings können sie bei einem vorhandenen Lochspiel in Richtung des Kontaktpunktes verschoben sein (siehe Kapitel 4.3.7). Eine anschauliche Darstellung der kritischen und unkritischen Bereiche erfolgt in Abbildung 4-72.

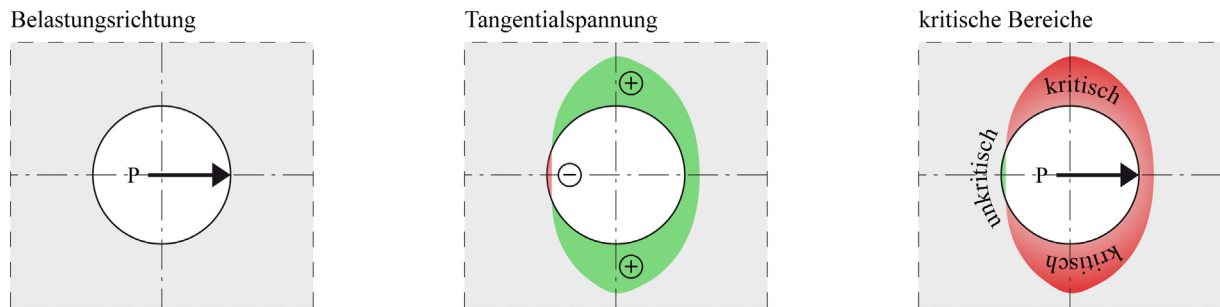


Abbildung 4-72: Einteilung des Bohrungsrandes in kritische und weniger kritische Bereiche

Bei der Beurteilung der kritischen Bereiche sollte man sich allerdings immer darüber im Klaren sein, dass der Bruch der PMMA-Scheibe nicht zwingend von der Stelle mit der maximalen Hauptzugspannung ausgeht. Die den Bruch auslösende Stelle ist vielmehr dort zu finden, wo eine relativ hohe Zugspannung herrscht und wo gleichzeitig ein relativ großer Oberflächendefekt vorhanden ist (siehe Abbildung 4-73, links).

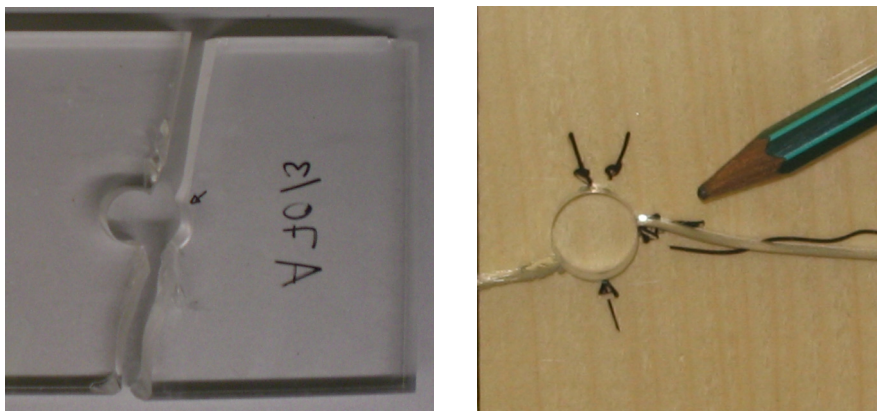


Abbildung 4-73: links: Bruchauslösende Stelle zum Kraftübertragungspunkt hin verschoben, rechts: Markierung der festgestellten Defekte vor der Durchführung des Versuchs

Die Bohrlöcher der einzelnen Proben werden nach dem Bohren mithilfe von Tabelle 4-7 in vier Kategorien eingeteilt. Festgestellte Kerben werden mit einem Stift farblich gekennzeichnet (siehe Abbildung 4-73, rechts). Nach der Durchführung des Versuches kann dann anhand des auftretenden Bruchbilds analysiert werden, ob das Versagen des Probekörpers durch die markierte Kerbe ausgelöst wurde.

Tabelle 4-7: Kategorisierung der Bohrlochqualität nach [56]

| <i>Qualität</i> | <i>Bohrfläche</i> | <i>Fase</i> |
|-----------------|---|--|
| I | Fast transparent, sehr glatt | Weder Ausmuschelungen noch Kerben vorhanden |
| II | Teilweise leicht verschmiert, mit dem Fingernagel zu spüren | Leichte Ausmuschelungen an unkritischer Stelle, leichte Rattermarken vorhanden |
| III | Stark verschmiert, deutlich zu sehen und zu spüren | Ausmuschelungen vorhanden oder kleinere Kerben in unkritischem Bereich, Rattermarken vorhanden |
| IV | Sehr stark verschmiert oder Kerben senkrecht zur Bohrfläche | Kerben in kritischem Bereich vorhanden, starke Rattermarken vorhanden |

Abbildung 4-74 zeigt verschiedene Probekörper mit einer unterschiedlichen Bohrlochqualität.

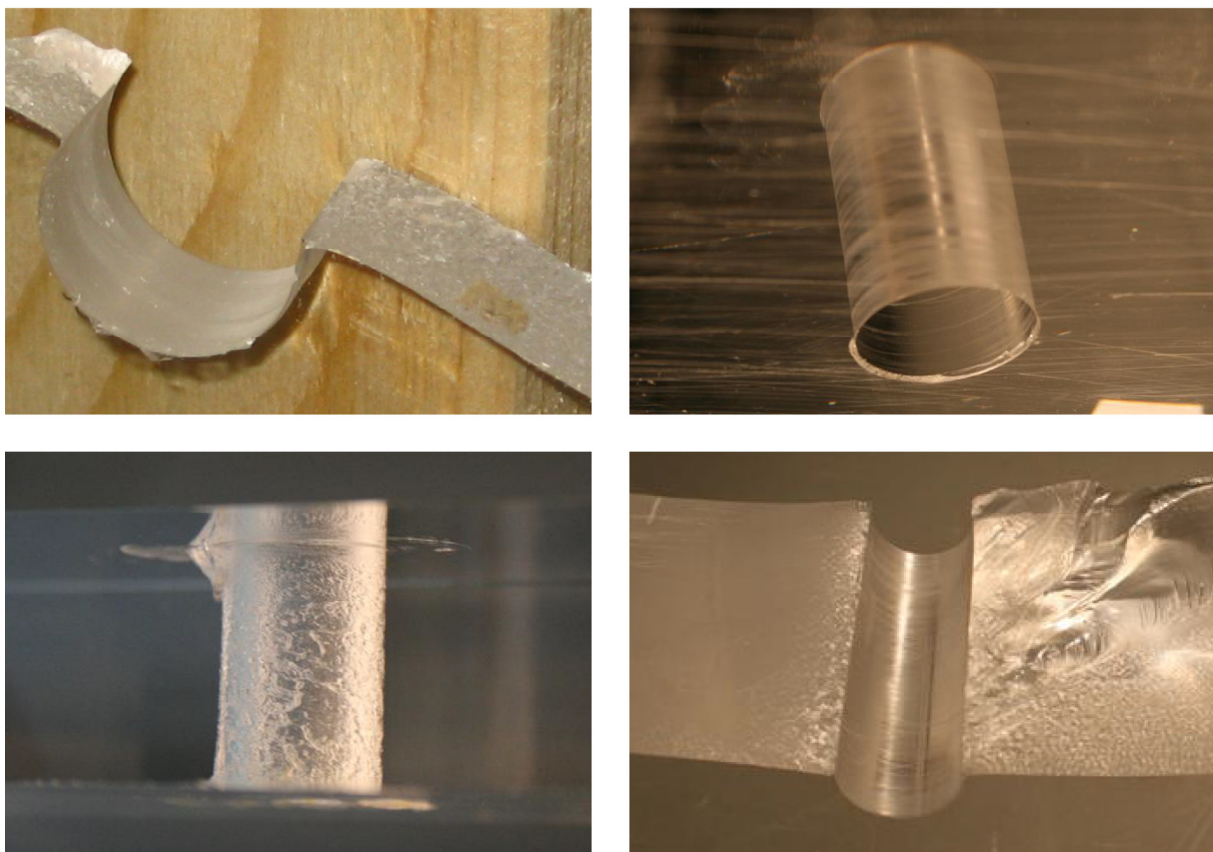


Abbildung 4-74: Probekörper von unterschiedlicher Bohrlochqualität,
oben links: Rattermarken und Ausmuschelungen vorhanden,
oben rechts: unzureichende Fase mit kleineren Kerben
unten links: starke Verschmierungen der Bohrfläche
unten rechts: glatte Bohrfläche, keine erkennbaren Kerben

Eckhardt unterscheidet in [56] zwischen dicken und dünnen Scheiben, wobei es sich nach dieser Definition bei dicken Scheiben um gegossenes Blockmaterial mit einer Mindeststärke von 30 mm handelt. Während bei dicken Scheiben empfohlen wird, eine planmäßige Belastung bei Bohrlöchern der Kategorie IV auszuschließen, sollten bei dünnen Scheiben nach [56] sogar nur Bohrungen der Güteklasse I und II für tragende Verbindungen zugelassen werden. Diese Angaben sollen in Kapitel 4.4.7 durch die Auswertung der Bauteilversuche nach Bohrlochgüteklassen überprüft werden.

Tabelle 4-8 gibt einen Überblick über die Verteilung der verschiedenen Bohrlochkategorien bei den durchgeführten Versuchen. Eine genaue Zuordnung der Bohrlochgüte für die einzelnen Versuche findet sich in Anhang A.1, Tabellen A.1-1 bis A.1-3.

Tabelle 4-8: Zuordnung der Bohrlochqualitäten zu den Prüfserien

| <i>Material</i> | <i>Bohrlochqualität</i> | | | | <i>Summe</i> |
|--------------------|-------------------------|----|-----|----|--------------|
| | I | II | III | IV | |
| Extrudiertes PMMA | 117 | 58 | 33 | 13 | 221 |
| Gegossenes PMMA | 12 | 12 | 47 | 5 | 76 |
| Modifiziertes PMMA | 42 | 2 | - | - | 44 |

Es fällt auf, dass der Anteil der guten und sehr guten Bohrlöcher (Qualitäten I und II) bei den Proben aus extrudiertem PMMA mit fast 80 Prozent der Gesamtmenge sehr hoch ist. Ein Grund dafür ist allerdings darin zu finden, dass im Vorhinein entsprechend hohe Anforderungen an den Hersteller gestellt wurden. In Übereinstimmung mit [56] ist bei den dicken Scheiben aus der Gussproduktion festzustellen, dass die Mehrzahl der Probekörper Löcher der Qualität III besitzen. Durch die größere Bohrfläche der dicken Proben ist auch die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten eines Defekts an der Oberfläche größer. Das schlagzäh modifizierte PMMA lässt sich leichter bearbeiten. Dies gilt insbesondere für das Bohren von Löchern. Daher sind an Bohrfläche und Fase kaum Defekte festzustellen. Außerdem ist dieses Material nicht so spröde wie die beiden anderen PMMA- Arten und reagiert nicht so empfindlich auf Kerben. So erklärt sich die sehr gute Bohrlochqualität bei nahezu allen untersuchten Probekörpern.

4.4.3.5 Einflüsse aus den Materialeigenschaften

Zuletzt müssen an dieser Stelle noch die materialabhängigen Einflussgrößen aufgeführt werden. Aus Vorversuchen konnten die Ergebnisse in [56] bestätigt werden, wonach eine getrennte Betrachtung für die einzelnen Materialsorten erfolgen sollte. Besonders groß sind die Unterschiede im Lochleibungsverhalten zwischen den unmodifizierten PMMA- Proben und denjenigen aus schlagzäh modifiziertem Material. Zum einen lassen sich bei den beiden spröden Materialien deutlich größere Streuungen beobachten. Zum anderen ist auch das Materialverhalten während des Versuchs und beim Bruch der Probekörper unterschiedlich.

Während bei den Proben aus den beiden Standardmaterialien ein annähernd lineares Last-Verformungs- Diagramm bis zum Sprödbbruch aufgezeichnet wird, treten beim modifizierten PMMA vor dem Wangenbruch der Proben erhebliche plastische Verformungen am Bohrloch auf (siehe Abbildung 4-75).

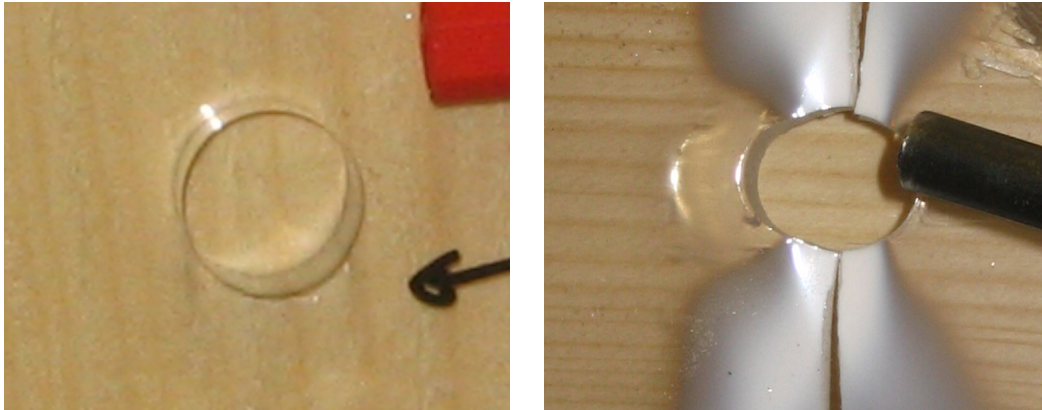


Abbildung 4-75: Bohrlochverformungen exemplarisch ausgewählter Probekörper, links: extrudiertes PMMA, rechts: schlagzäh modifiziertes PMMA

Kennzeichen für dieses Verhalten ist das in Abbildung 4-76 feststellbare Abweichen der Last-Verformungskurve von der Geraden. Die flachere Neigung der Kurve folgt aus dem niedrigeren E-Modul des schlagzäh Materials.

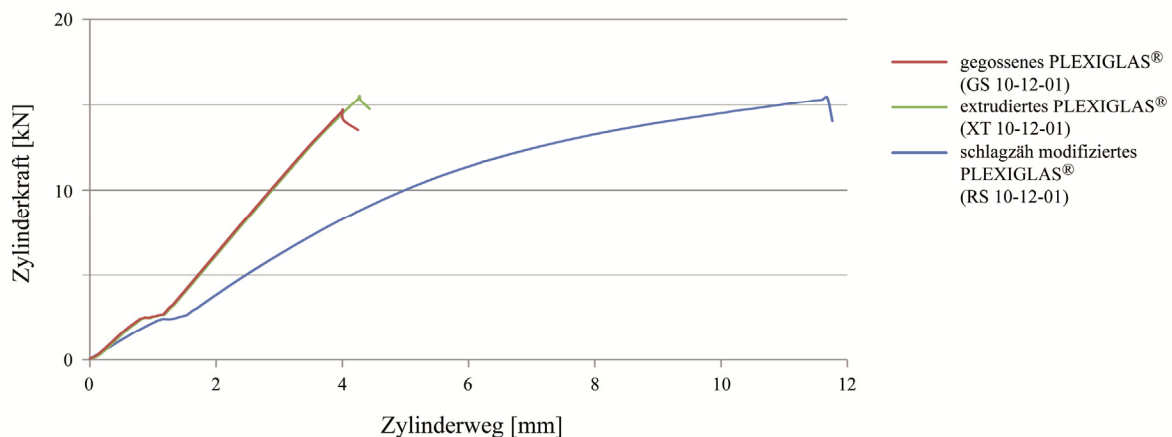


Abbildung 4-76: Last- Verformungskurven der unterschiedlichen Materialien

Obwohl das Verhalten der beiden spröden Materialien fast identisch ist, wird bei den experimentellen Untersuchungen eine getrennte Auswertung vorgenommen, da die vom Hersteller angegebenen Zugfestigkeiten für extrudiertes PMMA um zehn Prozent unter den Werten für das Material aus der Gussproduktion liegen (siehe [23]). Außerdem können aus dem gegossenen Material größere Scheibendicken hergestellt werden, während die Standardscheiben aus der Extrusionsproduktion auf eine Dicke von 25 mm beschränkt sind. Im Rahmen dieser Arbeit soll ein möglichst großer Dickenbereich durch Versuche abgedeckt werden. Die Besonderheiten der Materialien hinsichtlich der Bohrlochqualität wurden in diesem Abschnitt bereits erwähnt.

Die in den folgenden Kapiteln ermittelten charakteristischen Werte der Lochleibungstragfähigkeit für den Grenzzustand der Tragfähigkeit werden aus Kurzzeitversuchen gemäß [31] ermittelt. Eine Berücksichtigung der spezifischen Materialeigenschaften kann darauf aufbauend mithilfe des Bemessungskonzeptes der BÜV-Empfehlung „Tragende Kunststoffbauteile im Bauwesen“ ([31]) erfolgen. Die hierin angegebenen Modifikationsfaktoren berücksichtigen werkstoffbedingte Einflüsse aus der Lastdauer, den Umgebungsbedingungen und der Temperatur.

Experimentelle Untersuchungen zu diesen Einflussparametern wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht unternommen. Alle Versuche wurden bei einer Raumtemperatur von etwa 20°C durchgeführt. Kriechuntersuchungen an Lochleibungsverbindungen in PMMA- Bauteilen werden in [115] beschrieben. Im Gegensatz zu den in dieser Arbeit geschilderten Versuchen, bei denen die Belastung der Probekörper stetig bis zum Bruch gesteigert wird, wird die Belastung im Kriechversuch konstant gehalten und die Dehnung über die Zeit gemessen.

4.4.4 Charakteristische Bruchbilder

Nachdem die Probekörper bis zum Bruch belastet wurden, findet eine Untersuchung der Scheiben hinsichtlich des Rissursprungs statt. Die Bruchbilder geben einen direkten Aufschluss über die Lage der bruchauslösenden Stelle in der PMMA- Scheibe. Dabei fällt auf, dass bei allen untersuchten Proben ein Wangenbruch infolge der erhöhten Zugspannung im Restquerschnitt beobachtet werden kann (vgl. Kapitel 3.2.1 und Abbildung 3-11). Die erwarteten Bruchbilder der Probekörper bestätigen somit die analytischen und numerischen Modellrechnungen. Bei einigen PMMA- Scheiben kündigt sich das Versagen vorher durch ein Plastizieren des Bohrungsrandes infolge des Lochleibungsdrucks an (vgl. Abbildung 3-7). Dieses Verhalten zeigen insbesondere die Prüflinge aus dem modifizierten PMMA. Aber auch bei diesen Scheiben erfolgt der Bruch letztlich aufgrund der hohen Zugspannungen.

Ein Versagen des Stahlbolzens wird durch die Wahl des Versuchsaufbaus und der entsprechenden Stahlgüte vermieden. Auch ein Ausreißen der Bolzen wird bei der Untersuchung dieser Prüfserien durch die gewählten Mindeststrandabstände der Bolzenlöcher verhindert. Experimentelle Untersuchungen zu dieser Thematik werden in Kapitel 6 näher beschrieben. In Abbildung 4-77 sind exemplarisch charakteristische Bruchbilder dargestellt. Während glatte Bruchflächen auf eine niedrige Versagenslast schließen lassen, kann man bei zerstörten Probekörpern mit sehr stark aufgerauten, unebenen Bruchflächen von einer höheren Versagenslast ausgehen. Gerade bei Proben größerer Scheibendicke kann man so anhand der Bruchstücke im Nachhinein eine gute Abschätzung der Qualität der Verbindung vornehmen.

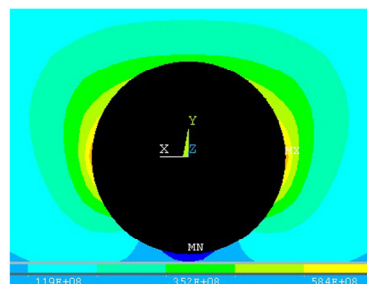


Abbildung 4-77: Exemplarische Bruchbilder ausgewählter Probekörper

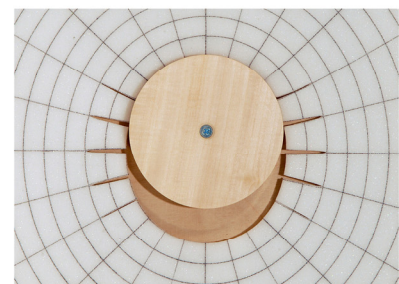
Der Bruchursprung befindet sich erwartungsgemäß bei allen Proben am Bohrungsrand, da die Spannungskonzentration an der Kerbe zu einem Versagen im Kerbgrund führt. Außerdem entsteht der Riss bei der großen Mehrzahl der Probekörper unter einem Winkel von 75° bis 105° zur Lastrichtung. Nur wenn eine maßgebliche Kerbe außerhalb dieses Winkelbereichs zu finden ist (vgl. Abbildung 4-73, links), kommt es zu einer Verschiebung des Bruchursprungs. Abbildung 4-78 zeigt einen typischen Probekörper mit dem dazugehörigen Bruchursprung und bewertet diesen anhand der Hauptzugspannungsverläufe der PMMA- Scheibe aus den analytischen und numerischen Berechnungen sowie Darstellungen des Anschauungsmodells und Ergebnissen aus spannungsoptischen Untersuchungen. Bei letzteren wird die Abhängigkeit der Lichtbrechung innerhalb des durchsichtigen, amorphen Werkstoffes von der lokalen Spannung genutzt, um auf diese Weise Spannungsverläufe sichtbar zu machen.



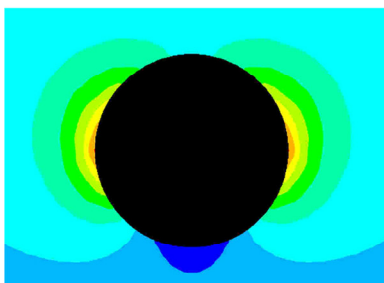
Probekörper mit Rissursprung



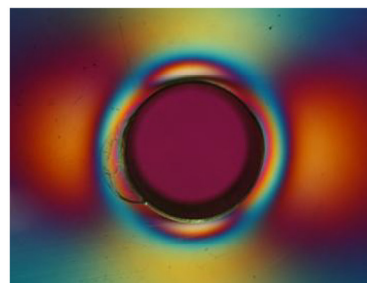
numerische Berechnung



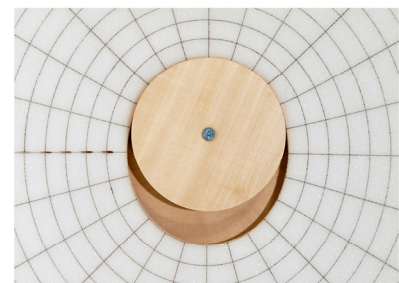
Modell Lochrand



analytische Berechnung



Spannungsoptik



Modell Restquerschnitt

Abbildung 4-78: Bruchbild eines Probekörpers mit Kennzeichnung des Rissursprungs und Bewertung anhand der bekannten Modelle

Wie aus dem Vergleich der verschiedenen Abbildungen gut zu erkennen ist, lässt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der Simulation und dem tatsächlichen Bauteilverhalten feststellen. Der Bruchursprung befindet sich in der Zone der maximalen Zugspannungen.

4.4.5 Bewertung der Messergebnisse

4.4.5.1 Messeinrichtung

Zur Kontrolle der analytisch und numerisch ermittelten Lochleibungsbeanspruchungen in der PMMA- Scheibe werden an einer Auswahl der untersuchten Probekörper die Oberflächendehnungen während der Durchführung des Versuchs mithilfe von Dehnungsmessstreifen (DMS) im Bereich der Lasteinleitung gemessen. Zum einen soll der Verlauf der Dehnungen im kritischen Restquerschnitt senkrecht zur Lastichtung gemessen werden.

Wie aus den analytischen Überlegungen bekannt, werden die Dehnungen in der Nähe des Bohrlochs aufgrund der Kerbwirkung steil ansteigen. Um den stark veränderlichen Dehnungsverlauf an dieser Stelle der PMMA- Scheibe dennoch möglichst wirklichkeitsgetreu zu ermitteln, werden an drei Probekörpern der Prüfserie XT-10-12-02 Messketten mit zehn DMS des Typs 1-KY21-2/120 der Firma HBM möglichst nahe am Bohrungsrand platziert (siehe Abbildung 4-79). Dabei werden Messungen in einem Abstand von minimal 1 mm von der Kante erreicht. Die einzelnen DMS der Messkette besitzen eine Breite von 1,7 mm.

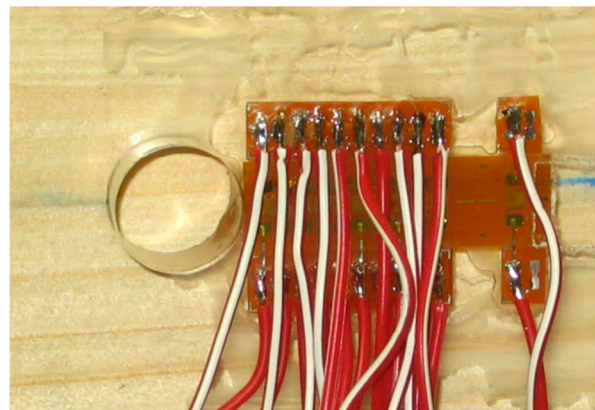
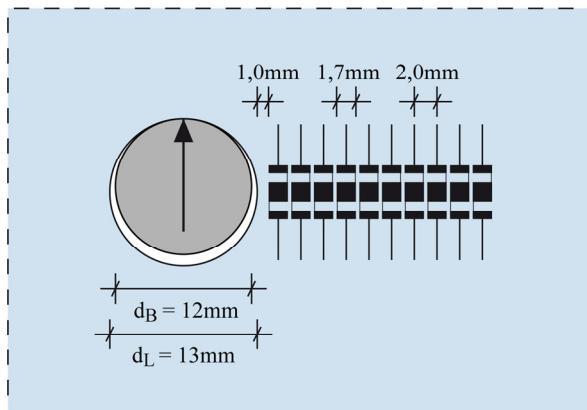


Abbildung 4-79: Anordnung der DMS- Ketten im Bereich des Bohrlochs

Zum anderen werden auf vier Probekörpern der Prüfserie XT-10-20-01 zwei bzw. drei DMS-Rosetten des Typs 1-RY93-6/120 der Firma HBM angeordnet (siehe Abbildung 4-80). Mit deren Hilfe können an den beschriebenen Punkten die Hauptspannungen an der PMMA-Oberfläche ermittelt werden, die dann mit den Ergebnissen der FEM- Simulation verglichen werden sollen. Dabei werden die Rosetten auf einem Kreis im Abstand von 4,7 mm vom Bohrungsrand aufgeklebt. Die Anordnung erfolgt in fünf verschiedenen Richtungen.

Während die ersten drei Proben jeweils mit Rosetten unter dem Winkel 0° , 45° und 90° zur Lastrichtung bestückt werden (siehe Abbildung 4-80), erfolgen bei dem vierten Probekörper Messungen in den Richtungen $\vartheta = 30^\circ$ und $\vartheta = 60^\circ$.

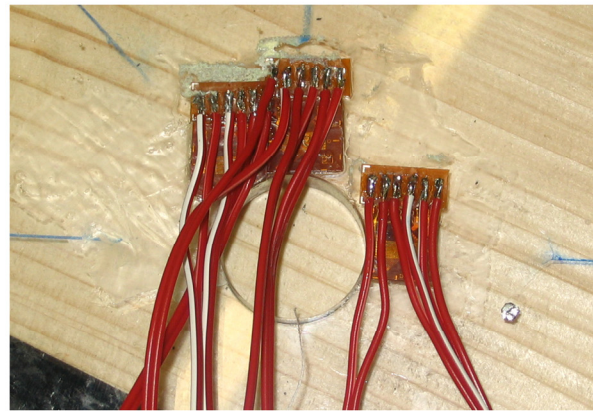
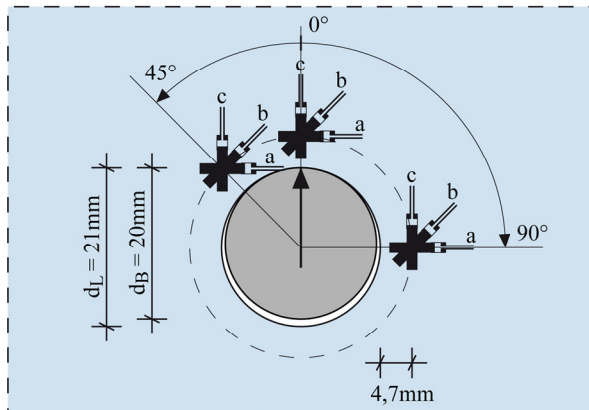


Abbildung 4-80: Anordnung der DMS- Rosetten im Bereich des Bohrlochs

Alle Messsignale werden mit dem Messverstärker „Spider 8“ aufgenommen, an einen Rechner weitergeleitet und anschließend mit der Software „catman“ ausgewertet. Auf diese Weise können die Resultate der analytischen und numerischen Berechnungen anhand der Messergebnisse überprüft werden.

4.4.5.2 Zugspannungen im Restquerschnitt

Ganz wesentlich für die Validierung des analytischen und des numerischen Rechenmodells durch die Versuche ist die Kontrolle der Oberflächendehnungen mithilfe der DMS-Messketten im kritischen Restquerschnitt seitlich neben der Bohrung (vgl. Abbildung 4-79). Dazu werden die gemessenen Dehnungen aus drei Bauteilversuchen den Berechnungen nach dem analytischen Ansatz und den Finite- Element- Modellen gegenübergestellt. Da die Dehnungsmessungen nur an der Oberfläche der PMMA- Scheibe möglich sind, werden zum Vergleich auch die Oberflächendehnungen aus dem dreidimensionalen FE- Modell ausgegeben. Bei dem einfachen numerischen Scheibenmodell gibt es genau wie bei der Analytik nur die Möglichkeit, die über die Dicke der Scheibe konstanten Dehnungen in der Scheibenmittelfläche zu berechnen. Wie in Kapitel 4.3 dargelegt, sind die Beanspruchungen an der Oberfläche der Scheibe geringer als in der Mitte der Scheibe. Aus diesem Grund werden die Oberflächendehnungen bei der Verwendung eines Scheibenmodells erwartungsgemäß überschätzt. Eine exzentrische Lasteinleitung kann durch den Versuchsaufbau weitestgehend ausgeschlossen werden.

In Abbildung 4-81 sind die Ergebnisse für die Dehnungen im kritischen Restquerschnitt anschaulich dargestellt. Wie aufgrund der Vorüberlegungen zu erwarten war, nehmen die Dehnungen zum Bohrloch hin überproportional zu, während sie am freien Scheibenrand zu Null abfallen. Allerdings ist eine genaue Erfassung der Beanspruchungen in der unmittelbaren Nähe des Bohrlochs aus versuchstechnischen Gründen unmöglich, obwohl gerade in diesem Bereich das Maximum auftritt und eine sehr starke Veränderung der Gradienten zu beobachten ist.

Die Dehnungsmessung mittels DMS direkt am Bohrungsrand ist also immer mit gewissen Ungenauigkeiten behaftet, weil schon kleinste, unvermeidbare Abweichungen beim Anbringen der Messeinrichtung zu spürbaren Fehlern in der Messung führen. Da die Positionierung der DMS direkt an den Rändern der Bohrlöcher nicht möglich ist, werden sie in einem Abstand von 1 mm möglichst exakt geklebt. Auf das Maximum am Bohrungsrand kann lediglich durch Extrapolation geschlossen werden. Bei der Durchführung des Versuchs mit der Probe 3 sind aufgrund eines technischen Defekts für die Dehnungsmessstreifen DMS 3 und 4 keine bzw. nur fehlerhafte Dehnungen aufgezeichnet worden. Deshalb sind diese Messergebnisse in der nachfolgenden Abbildung weggefallen.

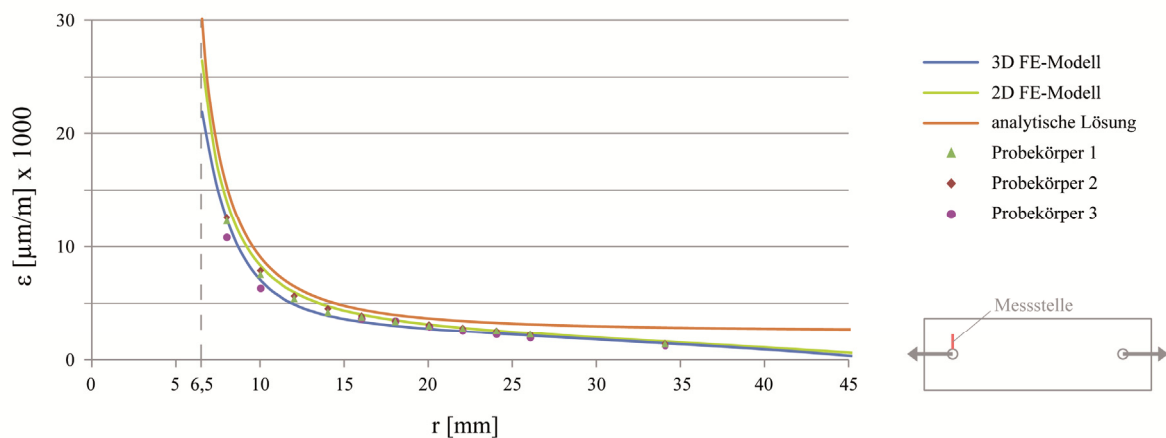


Abbildung 4-81: Vergleich der gemessenen Oberflächendehnungen im Restquerschnitt mit den Ergebnissen aus den FE- Modellen und der Analytik

Man erkennt, dass die berechneten Dehnungen aus dem FE- Volumenmodell sehr gut mit den Messergebnissen übereinstimmen. Bei der Annäherung an das Bohrloch weichen die berechneten Ergebnisse etwas nach oben ab, liegen aber deutlich auf der sicheren Seite. Gerade im Bereich der ansteigenden Gradienten scheint also die Extrapolation mithilfe der Rechenmodelle konservative Werte zu liefern.

Abbildung 4-82 zeigt beispielhaft die Verläufe der Last- Dehnungskurven für die Stelle des ersten DMS neben dem Bohrloch. Der Abstand zum Bohrungsrand beträgt 1 mm. Zum Vergleich werden neben den Messungen an den drei Probekörpern auch hier die Kurven für die analytische und die numerische Lösung angegeben. Für die Validierung werden die gemessenen Werte mit den Dehnungen an dem Knoten verglichen, der der Messstelle am nächsten liegt. Die Dehnungen im Bohrungsbereich werden durch das FE- Modell sehr gut simuliert, so dass von der Richtigkeit des Modells ausgegangen werden kann. Die analytische Lösung liefert über die Dicke der Scheibe nur einen Ergebniswert. Eine in der Realität zur Oberfläche der PMMA- Scheibe hin leicht abfallende Dehnung findet dabei keine Berücksichtigung. Dementsprechend liegt die analytisch bestimmte Dehnung erwartungsgemäß über den Verläufen aus der Numerik und den durchgeführten Versuchen.

Wegen der guten Übereinstimmung der Analytik mit den numerischen Simulationen (vgl. Kapitel 4.3) und aufgrund der Tatsache, dass die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte analytische Lösung konservative Ergebnisse liefert, scheint ihre Anwendung statthaft zu sein.

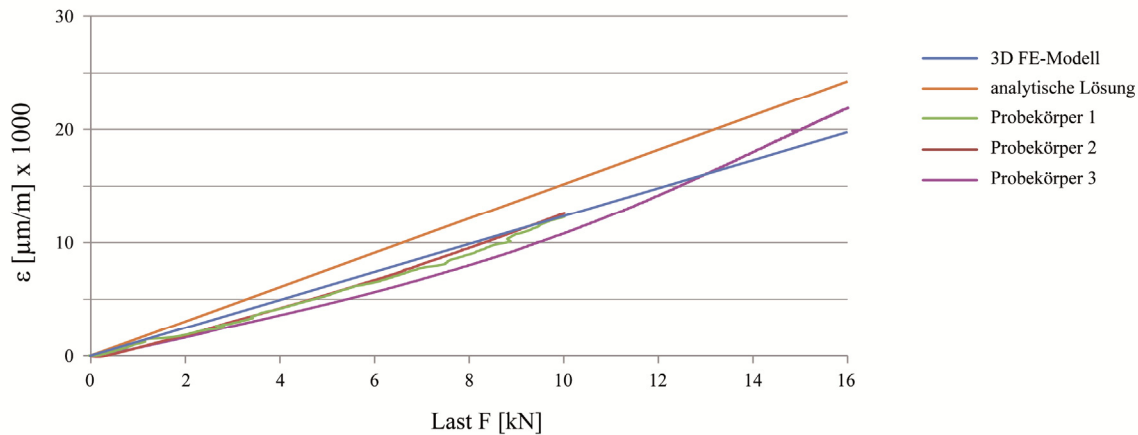


Abbildung 4-82: Last- Dehnungskurven an der Stelle des ersten DMS

4.4.5.3 Hauptspannungen im Lasteinleitungsbereich

Zur Beurteilung der Rechenergebnisse werden darüber hinaus noch Hauptspannungen im Bereich der Lasteinleitung ermittelt. Die Anordnung der dazu verwendeten DMS- Rosetten ist Kapitel 4.4.5.1 zu entnehmen. Aus den mithilfe der DMS gemessenen Oberflächendehnungen können die maximalen Spannungen an diesen Stellen errechnet werden. Gemäß [84] werden die Hauptspannungen mit der folgenden Gleichung (4-122) berechnet:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \cdot \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} \pm \frac{E}{\sqrt{2} \cdot (1+\nu)} \cdot \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2} \quad (4-122)$$

Darin sind:

$\nu = 0,37$ Querkontraktionszahl von PMMA

$E = 3.300 \text{ N/mm}^2$ Elastizitätsmodul von PMMA

$\varepsilon_a, \varepsilon_b, \varepsilon_c$ mit der Rosette gemessene Dehnungen unter $0^\circ, 45^\circ$ und 90° .

Die Ergebnisse der über den Umfang des Bohrlochs in ihren jeweiligen Richtungen angeordneten DMS werden in Abbildung 4-83 grafisch dargestellt. Die an den Messstellen ermittelten ersten Hauptspannungen werden gemäß ihrer Winkelanordnung an der zugehörigen Stelle des Umfangs über dem Winkel ϑ aufgetragen. Aus Symmetriegründen können die Messpunkte im Diagramm gespiegelt werden. Es erfolgen an dieser Stelle keine weiteren Kontrollmessungen an der gegenüberliegenden Seite des Bohrlochs.

Zum Vergleich mit den Ergebnissen der numerischen Simulationen werden die Oberflächenspannungen aus dem FE- Modell auf einem Kreis mit dem Abstand von 4,7 mm zum Bohrungsrand ebenfalls aufgetragen. Auch für die Ermittlung dieser Spannungen gilt, dass eine geringfügige Abweichung der Messstelle von dem beschriebenen Rosettenkreis eine erhebliche Abweichung der Messergebnisse zur Folge haben kann. Dieser Sachverhalt wird durch die zusätzlich dargestellten Hauptspannungsverläufe aus dem numerischen Modell für die „benachbarten“ Kreise mit den Abständen 3 mm, 4 mm, 5 mm und 6 mm verdeutlicht.

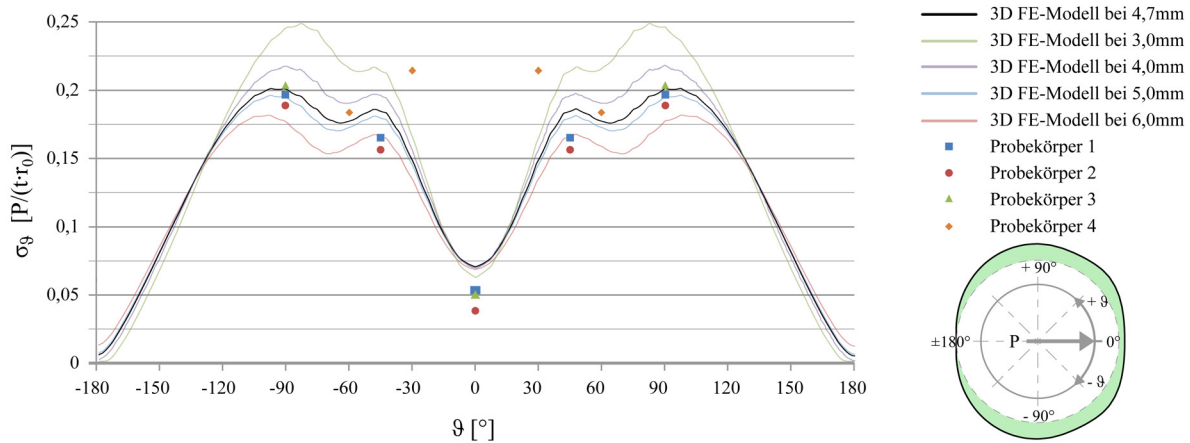


Abbildung 4-83: Erste Hauptspannung in verschiedenen Messstellen in einem Abstand von 4,7 mm vom Bohrungsrand

Man kann deutlich erkennen, dass die Messungen der Rosetten, die senkrecht zur Lastrichtung angeordnet sind ($\vartheta = 90^\circ$), sehr gut mit den Ergebnissen für die Hauptzugspannungen aus der FE- Berechnung übereinstimmen. Die Rosetten bei einem Winkel von 45° liefern auch noch eine gute Übereinstimmung mit der Numerik, wenngleich ein DMS ausfällt (Versuch 3) und die anderen beiden anscheinend etwas ungenau aufgeklebt worden waren. Die Messergebnisse lassen eher auf einen Lochabstand von 6 bis 7 mm schließen. Die in Lastrichtung ($\vartheta = 0^\circ$) auftretenden Hauptzugspannungen sind von untergeordneter Wichtigkeit. Hier werden die Messergebnisse zum Teil deutlich von den numerischen Resultaten übertroffen. Während sich für die erste Rosette von Versuch 4 bei einem Winkel von 30° eine starke Abweichung zeigt, stimmt die zweite Rosette bei $\vartheta = 60^\circ$ sehr gut mit den Berechnungen überein.

Abbildung 4-84 stellt die Messergebnisse und Vergleichsberechnungen für die zweite Hauptspannung grafisch dar. Auch hier sind wieder zur besseren Bewertung der Ergebnisse die Spannungsverläufe in der Umgebung des Rosettenkreises angegeben.

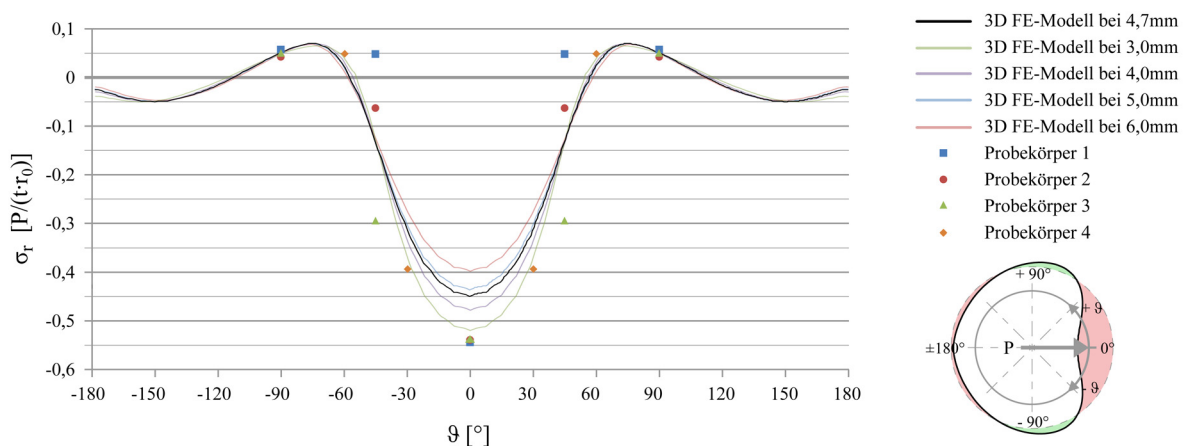


Abbildung 4-84: Zweite Hauptspannung in verschiedenen Messstellen in einem Abstand von 4,7 mm vom Bohrungsrand

Auch ein Vergleich der Verläufe für die zweiten Hauptspannungen mit den Messwerten zeigt die gute Übereinstimmung der Ergebnisse. Lediglich die Messungen der drei unter 45° angeordneten Rosetten scheinen recht deutlich voneinander abzuweichen. Die in Lastrichtung gemessenen Druckspannungen liegen übereinstimmend bei allen drei Versuchen bei etwa 51 N/mm^2 . Die numerischen Ergebnisse sind an dieser Stelle niedriger. Dies könnte zum einen an einer nicht ganz wirklichkeitsgetreuen Modellierung des Kontaktes zwischen Bolzen und PMMA- Scheibe liegen. Zum anderen kann es aufgrund eines größeren Bolzenschlupfes im Versuch zu einer Konzentration der Lochleibungsspannungen am Kontaktpunkt zwischen Bolzen und Lochrand gekommen sein, die im FE- Modell unterschätzt wird.

Wenngleich sich die Abweichungen, die durch einen nicht exakt justierbaren Abstand zwischen Messstrecke und Bohrungsmittelpunkt entstehen, recht deutlich auf die Ergebnisse niederschlagen können, stimmen die Messergebnisse insgesamt hinreichend genau mit den Modellberechnungen überein und können zur Bestätigung der Berechnungsansätze herangezogen werden. Weitere Details zu den durchgeführten Versuchen sind in [78] zu finden.

4.4.6 Überprüfung der Zugfestigkeit von PMMA

Aufgrund der Tatsache, dass sämtliche Probekörper letztlich durch einen Wangenbruch versagten, soll im Folgenden die Zugfestigkeit von PMMA im Bereich der Lochbohrung als maßgebende Größe ermittelt werden. Dazu werden, getrennt nach den drei unterschiedlichen PMMA- Sorten, die Bruchspannungen aus den Versagenslasten der einzelnen Proben zurückgerechnet und statistisch ausgewertet. Da der analytische Berechnungsansatz die unterschiedlichen Probekörpergeometrien genauso wie die Einflüsse aus der Bolzenbiegung und dem Lochspiel berücksichtigt, erfolgt die Rückrechnung der Bruchspannungen unter dessen Anwendung. Numerische Vergleichsrechnungen und die zuvor beschriebenen Messungen bei der Durchführung der Bauteilversuche haben die Gültigkeit der analytischen Lösung bestätigt.

Außerdem soll bei dem im nächsten Kapitel beschriebenen Bemessungskonzept umgekehrt die Tragfähigkeit einer beliebigen Lochleibungsverbindung mit diesem neuen Lösungsansatz ermittelt werden. Folglich erscheint es konsequent, auch die Zugfestigkeit von PMMA am Bohrungsrand mit diesem Ansatz zu bestätigen.

Eckhardt empfiehlt in [56] bei einer Verwendung von PMMA- Scheiben als tragende Bauteile in einer Lochleibungsverbindung, mindestens ein Bohrloch der Güteklasse II vorauszusetzen. Daran anknüpfend soll im Folgenden durch die Auswertung von Versuchen an Probekörpern mit einer Bohrlochqualität von II nachgewiesen werden, dass die Bruchspannungen die vom Hersteller von PLEXIGLAS® für die einzelnen Materialien angegebenen Werte der Zugfestigkeit bestätigen.

Während DIN EN ISO 7823 ([13]), die die Mindestanforderungen hinsichtlich der Maße und Eigenschaften von Tafeln aus extrudiertem und gegossenem PMMA regelt, eine Zugfestigkeit von 60 N/mm² bzw. 72 N/mm² fordert, gibt die Evonik Röhm GmbH als Hersteller der Halbzeuge höhere Festigkeiten an (siehe Tabelle 4-9). Gleiter beschreibt in [72] eigene Versuchsergebnisse, die diese Festigkeitswerte bestätigen.

Tabelle 4-9: Zugfestigkeit [N/mm²] von PMMA bei einer Temperatur von 23°C

| | <i>Extrudiertes PMMA</i> <i>PLEXIGLAS® XT</i> | <i>Gegossenes PMMA</i> <i>PLEXIGLAS® GS</i> | <i>Modifiziertes PMMA</i> <i>PLEXIGLAS® RESIST</i> |
|-------------------------|--|--|---|
| Herstellerangabe ([23]) | 72 | 80 | 50 |
| DIN EN ISO 7823 ([13]) | ≥ 60 | ≥ 70 | -- |
| Gleiter ([72]) | ≥ 70 | ≥ 70 | -- |

Ziel der statistischen Auswertung der experimentellen Untersuchungen ist die Ermittlung der charakteristischen Werte des Lochleibungswiderstandes in Form der Zugfestigkeit am Bohrloch. Nach [12] handelt es sich dabei um die 5%- Fraktilen. Anhand der Versuchsergebnisse soll also überprüft werden, inwieweit die Zugfestigkeiten im ungestörten Bereich und im gestörten Bereich bei Einhaltung der Anforderungen an die Qualität der Bohrung gleich sind. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird daher angestrebt, die Herstellerangaben der Zugfestigkeit (siehe Tabelle 4-9, Zeile 1) auch im Bereich der Lochbohrung für eine Bohrlochqualität von II zu bestätigen. Dazu werden zunächst die Bruchlasten für alle Probekörper der genannten Güteklasse ermittelt. Anschließend können die korrespondierenden Bruchspannungen mithilfe des analytischen Ansatzes aus Kapitel 4.2 unter Berücksichtigung der Korrekturbeiwerte aus Kapitel 4.3 zurückgerechnet werden. Dabei wird von einem ideellen Kontakt des Bolzens ausgegangen und ein toleranzfreies System unterstellt.

In Anlehnung an die BÜV- Empfehlung [31] wird der charakteristische Wert der Zugfestigkeit im Bereich der Lochbohrung mit $f_{t,k}$ bezeichnet und als Kurzzeitwert für den Grenzzustand der Tragfähigkeit ermittelt. Die statistische Auswertung der durchgeführten Versuche erfolgt dabei nach der logarithmischen Normalverteilung. Die Bestimmung der 5%-Fraktilwerte bei einer Aussagewahrscheinlichkeit von 75 Prozent wird nach DIN EN 1990, Anhang D ([12]) vorgenommen. Diese werden mit $f_{t,k,0,05}$ bezeichnet und können nach der folgenden Gleichung ermittelt werden:

$$f_{t,k,0,05} = e^{(m_y - k_n \cdot s_y)} \quad (4-123)$$

Darin sind:

- m_y Mittelwert der Bruchspannungen von n PMMA- Probekörpern
- k_n Fraktilenfaktor für charakteristische Werte zur Berücksichtigung der Unsicherheiten aus einem begrenzten Stichprobenumfang
- s_y Schätzwert für die Standardabweichung der logarithmischen Normalverteilung.

Während die Fraktilenfaktoren in Abhängigkeit von der Anzahl der durchgeführten Versuche aus der entsprechenden Tabelle in Anhang D von [12] abgelesen werden können, sind Mittelwert und Standardabweichung nach den folgenden Formeln zu berechnen:

$$m_y = \frac{1}{n} \cdot \sum_i \ln(x_i), \quad (4-124)$$

$$s_y = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_i \{\ln(x_i) - m_y\}^2}. \quad (4-125)$$

Die einzelnen Ergebnisse für die durchgeführten Versuche können zusammen mit den berechneten Bruchspannungen den Tabellen A.2-1 bis A.2-3 im Anhang entnommen werden. Sie werden getrennt nach den drei Materialien zusammengestellt und anhand der angegebenen Gleichungen ausgewertet. Eine Zusammenfassung der Endergebnisse wird im Folgenden tabellarisch aufgeführt (siehe Tabelle 4-10). Dabei werden zusätzlich auch die Mittelwerte der Bruchspannungen μ (σ_{Bruch}) angegeben.

Tabelle 4-10: Versuchsergebnisse der Lochleibungsverbindungen mit der Bohrlochqualität II

| <i>Material</i> | $\mu(\sigma_{Bruch})$ [N/mm ²] | m_y [-] | s_y [-] | n [-] | k_n [-] | $f_{t,k\,0,05}$ [N/mm ²] |
|--------------------|---|--------------|--------------|------------|--------------|---|
| Extrudiertes PMMA | 89,0 | 4,482 | 0,119 | 58 | 1,64 | 72,7 |
| Gegossenes PMMA | 88,7 | 4,484 | 0,054 | 12 | 1,92 | 79,9 |
| Modifiziertes PMMA | 178,9 | 5,182 | 0,100 | 44 | 1,64 | 151 |

Die Last- Verformungskurven der einzelnen Versuche werden ebenfalls sortiert nach Prüfserien im Anhang (Abbildungen A.3-1-1 bis A.3-3-9) dokumentiert. Da auch die Ergebnisse der Proben mit den von II abweichenden Bohrlochgüten im nachfolgenden Kapitel ausgewertet werden, befinden sich alle Diagramme zusammen in Anhang A3. Darüber hinaus zeigen die beiden nachfolgenden Abbildungen 4-85 und 4-86 exemplarisch das charakteristische Last- Verformungsverhalten der Probekörper jeweils einer Prüfserie mit Proben aus extrudiertem und schlagzäh modifiziertem PMMA. Die Kurven des spröden Materials zeigen einen linearen Verlauf bis zum spontanen Bruch, während bei den Kurven des modifizierten PMMA ab einer gewissen Last eine Abweichung von der Geraden feststellbar ist.

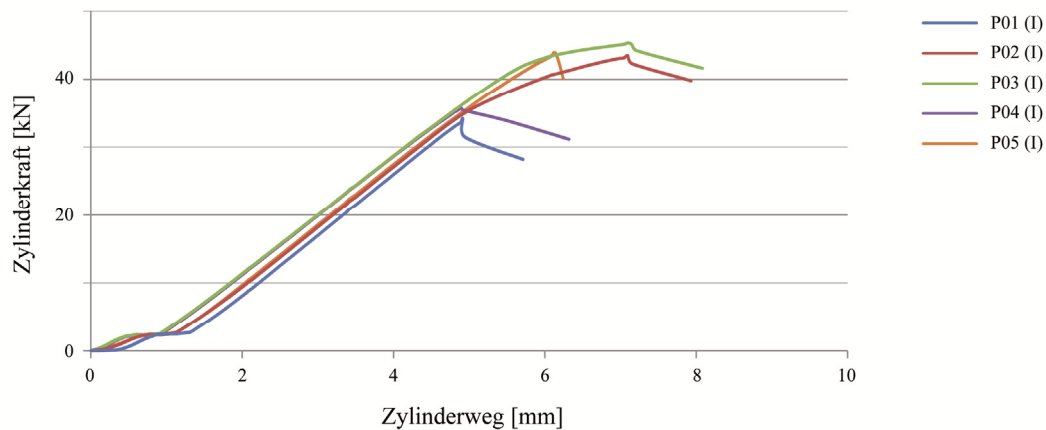


Abbildung 4-85: Last- Verformungskurven der Prüfsérie XT-20-20-01 (Bohrlochqualität I)

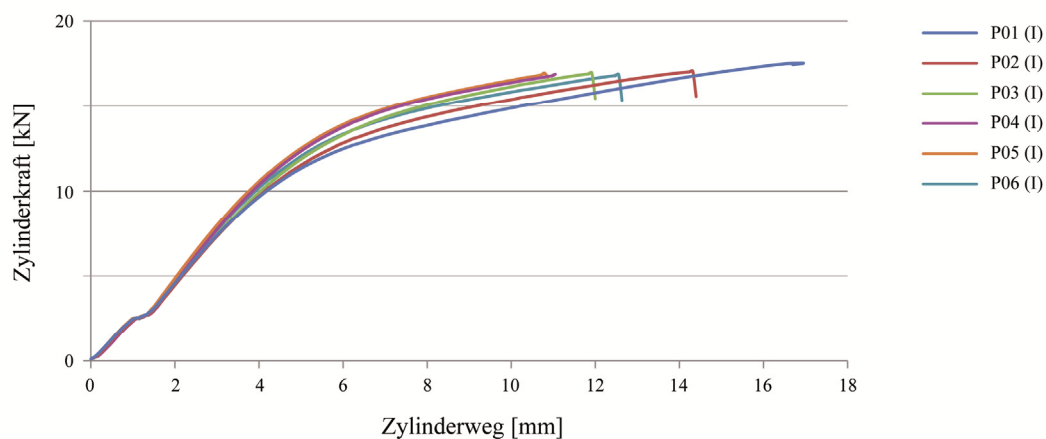


Abbildung 4-86: Last- Verformungskurven der Prüfsérie RS-10-12-01 (Bohrlochqualität I)

Die sich aus der Auswertung der Kurzzeitversuche für das Standardmaterial ergebenden 5%-Fraktilwerte der ideellen Bruchspannungen bestätigen die Herstellerangaben für die Zugfestigkeiten. Während die ermittelte charakteristische Festigkeit des extrudierten Materials leicht über dem Vergleichswert liegt, gibt es bei dem PMMA aus der Gussproduktion eine marginale Unterschreitung von 0,1 Prozent. Die Übereinstimmung der Festigkeiten erscheint hinreichend groß zu sein, so dass die bekannten Herstellerangaben für das im folgenden Kapitel dargestellte Bemessungskonzept bei gut gebohrten Löchern herangezogen werden können. Für abweichende Bohrlochqualitäten muss allerdings später zusätzlich noch ein Korrekturfaktor definiert werden.

Als ein weiteres Ergebnis der Auswertung der experimentellen Untersuchungen kann festgehalten werden, dass die Bruchlasten mit zunehmender Scheibendicke nahezu linear ansteigen. Dies bestätigt den analytischen Ansatz, der davon ausgeht, dass sich die Tangentialspannungen und die Scheibendicke umgekehrt proportional zu einander verhalten (siehe Gleichung (4-106)). Außerdem sind die mithilfe der neuen analytischen Lösung ermittelten ideellen Bruchspannungen bei den hier untersuchten Probekörpern mit der Bohrlochqualität II unabhängig von der Scheibenbreite und dem Bolzendurchmesser.

Abbildung 4-87 zeigt beispielhaft die Bruchspannungen der ausgewerteten Probekörper aus extrudiertem PMMA in Abhängigkeit von der Scheibendicke t . Dabei sind die unterschiedlichen verwendeten Bolzendurchmesser kenntlich gemacht. Man erkennt, dass die ermittelten Bruchspannungen zwischen 73 und 107 N/mm² liegen, dass aber keine direkte Abhängigkeit zwischen Bolzendurchmesser und Bruchspannung feststellbar ist.

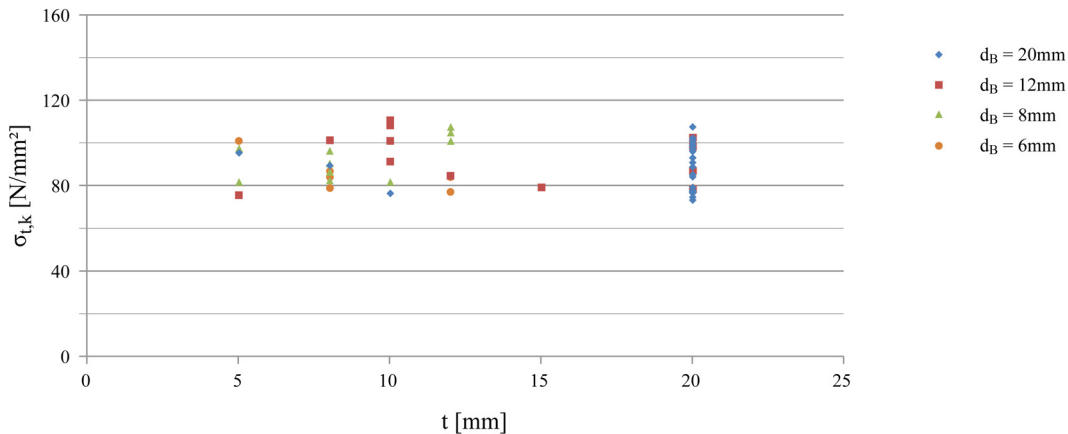


Abbildung 4-87: Ideelle Bruchspannungen $\sigma_{t,k}$ der XT- Proben in Abhängigkeit von der Scheibendicke

Die auf Grundlage der Bruchlasten mit der analytischen Lösung ermittelten Zugfestigkeiten von PMMA im Bereich der Lochbohrung gelten für die unterschiedlichen Scheibengeometrien und Bolzenanordnungen, solange die in Kapitel 4.2 und 4.3 beschriebenen Randbedingungen für die Gültigkeit des Ansatzes eingehalten sind.

Während sich die beiden Standardprodukte in ihrem spröden Verhalten sehr stark ähneln, zeigt das modifizierte PLEXIGLAS[®] Resist ein davon abweichendes Verhalten. Zum einen streuen die Versuchsergebnisse aufgrund der schon erwähnten leichteren Bearbeitbarkeit beim Bohren und der damit einhergehenden besseren Qualität der Löcher insgesamt weniger stark. Aus diesem Grund werden alle Proben gemeinsam ausgewertet. Eine schlechtere Bohrlochqualität als II wurde bei keinem Probekörper festgestellt. Dieses Verhalten wird zu einem klaren Vorteil für das Material, da die Bearbeitung der Löcher demzufolge weniger Erfahrung und Qualifikation des Personals erfordert und die notwendige Mindestqualität der Bohrung leichter sichergestellt werden kann.

Darüber hinaus unterscheidet sich auch das Materialverhalten unter der Lochleibungsbeanspruchung gegenüber dem spröden Standardmaterial. Das modifizierte PMMA ist innerhalb gewisser Grenzen in der Lage, die großen Zugspannungsspitzen am Lochrand durch ein Plastizieren abzubauen. Wie in Abbildung 3-3 in der Mitte dargestellt, bildet sich ausgehend von dem Bohrloch (Kerbe) eine plastische Zone aus, durch die es zu einer Umlagerung der Spannungen kommt (vgl. Kapitel 3.1.4). Allerdings wird hier im Gegensatz zum Stahl der vollplastische Zustand nicht erreicht. Die plastischen Zonen in der Nähe des Bohrlochs zeigen sich deutlich durch eine Weißfärbung, wie sie in den Abbildungen 3-7 und 3-11 rechts zu sehen ist. Dieser so genannte Weißbruch entsteht bei schlagzäh modifiziertem PMMA infolge des Erreichens der Fließspannung. Es bildet sich ein undurchsichtiger, weißer Bereich.

Durch die Fähigkeit des Plastizierens kommt es zu einer Erhöhung der Tragfähigkeit im Vergleich zu den spröden Materialien. Der in Tabelle 4-10 angegebene Wert der Zugfestigkeit ist dementsprechend nur als eine rechnerisch ermittelte, ideelle Bruchspannung zu verstehen, die in der Realität so nicht auftritt. Sie ist dreimal so groß wie die Angabe des Herstellers in Tabelle 4-9.

Zur Vereinheitlichung der Bemessung von spröden und modifizierten PMMA- Scheiben, wird das beschriebene Konzept auch auf PLEXIGLAS® Resist übertragen. Bei der Untersuchung der einzelnen Proben nach dem Bruch wird auch deutlich, dass die plastischen Zonen nicht alle einheitlich weit ausgeprägt sind. Daher wird in dieser Arbeit vorgeschlagen, die vom Hersteller angegebene Zugfestigkeit für das modifizierte PMMA in der Bemessungsgleichung zu verwenden. Die erhöhte Tragfähigkeit des Materials aufgrund der Fähigkeit zu Plastizieren kann jedoch konservativ mit einem Korrekturfaktor von 1,5 für PLEXIGLAS® Resist berücksichtigt werden. Hier fehlen allerdings weitere Untersuchungen hinsichtlich der Betriebsfestigkeit und des Langzeitverhaltens eines Bauteils, dass eine plastische Zone ausgebildet hat. Deshalb sollte eine sichtbare Weißfärbung des Materials im Gebrauchszustand ausgeschlossen werden.

Zudem kommt es bei PLEXIGLAS® Resist zu einer Ovalisierung der Bohrlöcher infolge des Lochleibungsdrucks (siehe Abbildung 4-75, rechts). Auch hier sollte ein Nachweis der Spannungen erfolgen (siehe Kapitel 4.4.8). Die vorhandene Duktilität von Verbindungen mit modifiziertem PMMA ist darüber hinaus besonders für die Anordnung von mehreren Verbindungsmitteln in Reihe vorteilhaft, da auf diese Weise leichter eine gleichmäßige Lastverteilung auf die einzelnen Bolzen erreicht werden kann.

4.4.7 Berücksichtigung der Bohrlochqualität

In diesem Abschnitt soll der Frage nachgegangen werden, inwieweit sich die charakteristische Zugfestigkeit im Bereich der Bohrung für verschiedene Bohrlochqualitäten (BQ) ändert. Die Berücksichtigung dieser Einflussgröße soll durch die Einführung eines Korrekturbeiwertes erfolgen, mit dem die bekannte Zugfestigkeit aus dem Kurzzeitversuch angepasst werden muss. In Kapitel 3.2.4 wurde der Zusammenhang zwischen der vorhandenen Risslänge und der kritischen Bruchspannung bereits erläutert.

Im Folgenden sollen nun statistische Auswertungen zur Bestimmung der Fraktilwerte für die einzelnen Güteklassen durchgeführt werden. Dazu werden die Bruchspannungen der einzelnen Probekörper auf die jeweiligen materialspezifischen Zugfestigkeiten gemäß Kapitel 4.4.6 bezogen. Anschließend werden die normierten Festigkeiten mit einer logarithmischen Normalverteilung, getrennt nach Bohrlochqualitäten und PMMA- Sorten, statistisch ausgewertet. Auf diese Weise erhält man für jede Kategorie einen Verhältniswert, der angibt, mit welchem Faktor man die charakteristische Zugfestigkeit des ungestörten Materials multiplizieren muss, um die Zugfestigkeit im Bereich der Störung durch die Kerbe ermitteln zu können.

Die Einzelergebnisse der durchgeführten Versuche können inklusive der normierten Bruchspannungen σ_{Bruch}^* den Tabellen A.4-1 bis A.4-3 im Anhang entnommen werden. Sie werden ebenfalls getrennt nach den drei Materialien zusammengestellt und anhand der zuvor angegebenen Gleichungen statistisch ausgewertet. In Tabelle 4-11 sind die Endergebnisse $f_{t,k 0,05}^*$ der einzelnen Kategorien angegeben. Der Zusammenhang zwischen dem größten bei der Inaugenscheinnahme festgestellten Anriss im kritischen Zugspannungsbereich und der ermittelten Bruchspannung korrespondiert sehr gut mit den theoretischen Betrachtungen zur kritischen Risslänge in Kapitel 3.2.4.

Tabelle 4-11: Versuchsergebnisse der Lochleibungsverbindungen aller Bohrlochqualitäten

| <i>Material</i> | <i>BQ</i> | m_y [-] | s_y [-] | n [-] | k_n [-] | $f_{t,k 0,05}^*$ [-] |
|--------------------|-----------|--------------|--------------|------------|--------------|-------------------------|
| Extrudiertes PMMA | I | 0,700 | 0,232 | 117 | 1,64 | 1,38 |
| Extrudiertes PMMA | II | 0,205 | 0,119 | 58 | 1,64 | 1,01 |
| Extrudiertes PMMA | III | -0,222 | 0,154 | 33 | 1,73 | 0,61 |
| Extrudiertes PMMA | IV | -0,867 | 0,234 | 13 | 1,92 | 0,27 |
| Gegossenes PMMA | I | 0,617 | 0,283 | 12 | 1,92 | 1,08 |
| Gegossenes PMMA | II | 0,102 | 0,054 | 12 | 1,92 | 1,00 |
| Gegossenes PMMA | III | -0,171 | 0,131 | 47 | 1,64 | 0,68 |
| Gegossenes PMMA | IV | -0,583 | 0,064 | 5 | 2,33 | 0,48 |
| Modifiziertes PMMA | I-II | 0,864 | 0,100 | 44 | 1,64 | 2,01 |

Den Abbildungen 4-88 (PLEXIGLAS[®] XT), 4-89 (PLEXIGLAS[®] GS) und 4-90 (PLEXIGLAS[®] Resist) ist eine grafische Darstellung der normierten Bruchspannungen $\sigma_{t,k}^*$ zu den einzelnen Probekörpern in Form von Säulendiagrammen zu entnehmen. Außerdem sind jeweils die 5%- Fraktilwerte und die Mittelwerte für die entsprechenden Bohrlochqualitäten gekennzeichnet.

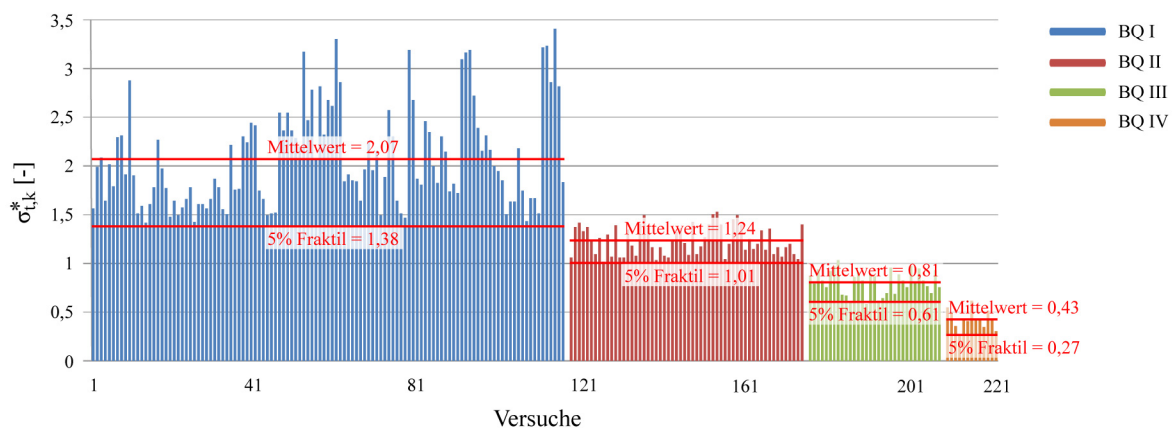


Abbildung 4-88: Normierte Bruchspannungen $\sigma_{t,k}^*$ der Proben aus PLEXIGLAS[®] XT

Bei den Proben der besten Bohrlochqualität fällt auf, dass die Werte besonders nach oben sehr stark schwanken. Es liegt kein Wert unter 1,4, aber einige Ausreißer erreichen 3,0 und mehr. Aus diesem Grund ergibt sich ein 5%-Fraktilewert von 1,38, der allerdings durch eine große Probenanzahl von 117 gestützt wird. Als Korrekturbeiwert wird daher ein Wert von 1,25 vorgeschlagen. Die zweite Kategorie besitzt nur eine relativ geringe Streuung und bestätigt den Ansatz aus dem vorangegangenen Abschnitt. Folglich wird hier der Beiwert zu 1,0 gewählt. Auch die Streuung bei den Proben der Bohrlochqualität III ist moderat. Es wird eine Abminderung um 40 Prozent vorgeschlagen. Der Probenumfang der schlechtesten Güteklasse ist deutlich geringer als bei den zuvor diskutierten. Zudem ist die Streuung bei einem Variationskoeffizient von mehr als 0,2 recht groß. Dies ist leicht verständlich, bleibt doch die unterste Bohrlochqualität den Proben mit erheblichen Mängeln vorbehalten. Hierbei handelt es sich um statisch nicht verwertbare Bauteile, die von der Verwendung ausgeschlossen werden sollten. Für den Fall des Nachweises einer Resttragfähigkeit bei einer kurzen Lastdauer sollten für diese Scheiben nicht mehr als 25 Prozent der Zugfestigkeit angesetzt werden.

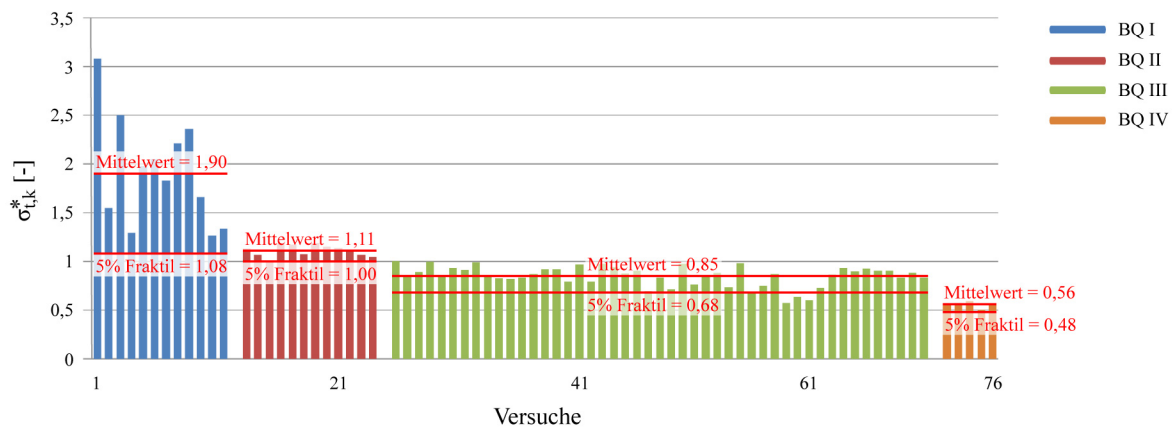


Abbildung 4-89: Normierte Bruchspannungen $\sigma^*_{t,k}$ der Proben aus PLEXIGLAS® GS

Die normierten Bruchspannungen der Proben aus der Gussproduktion bestätigen im Wesentlichen die Ergebnisse für das extrudiertes PMMA. Dies gilt insbesondere für die Bohrlochqualitäten II und III, wo eine sehr gute Übereinstimmung der Werte bei geringerer Streuung festgestellt werden kann. Bei der besten Bohrlochqualität werden ähnliche Ergebnisse wie für PLEXIGLAS® XT ermittelt, allerdings ist hier die untersuchte Probenanzahl bei einem entsprechend hohen Variationskoeffizienten wesentlich geringer. Dies führt zu deutlich kleineren Fraktilewerten, obwohl die Tendenz bestätigt wird.

Eine Angleichung an den Korrekturbeiwert für extrudiertes Material erscheint hier zukünftig bei der Durchführung weiterer Versuche möglich. Bis auf weiteres wird aber auf eine Erhöhung verzichtet, zumal der Anteil der sehr gut gebohrten Löcher bei gegossenem PMMA nur sehr gering ist. Es lagen nur fünf Proben mit der schlechten Bohrlochgüte vor. Sie bestätigen die starke Abminderung für diese Kategorie.

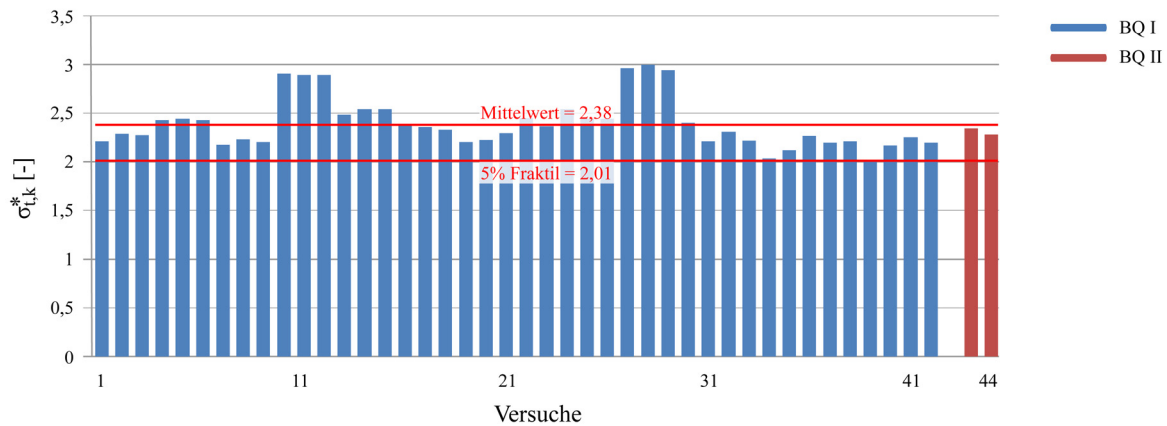


Abbildung 4-90: Normierte Bruchspannungen $\sigma^*_{t,k}$ der Proben aus PLEXIGLAS® Resist

Aus Abbildung 4-90 wird ersichtlich, wie wenig sich die Ergebnisse der untersuchten Probekörper aus PLEXIGLAS® Resist unterscheiden. Die Streuung ist bei einem Variationskoeffizient von 0,1 gering und es kann kein Unterschied zwischen den beiden Proben der Bohrlochqualität II und den restlichen Probekörpern festgestellt werden. Dies ist ein weiteres Indiz dafür, dass bei dem schlagzäh modifizierten PMMA nur ein Korrekturfaktor für alle gut gebohrten Löcher angegeben werden muss. Da keiner der untersuchten Probekörper schlecht gebohrte Löcher aufweist, kann hinsichtlich der Güteklassen III und IV keine Aussage getroffen werden. Es erscheint allerdings auch fraglich, ob diese beiden schlechten Kategorien der Bohrlochqualität für das modifizierte Material überhaupt notwendig sind.

In Tabelle 4-12 werden die im Rahmen dieser Arbeit ermittelten Korrekturbeiwerte für die Berücksichtigung der Bohrlochqualität bei der Bemessung von Lochleibungsverbindungen in PMMA- Bauteilen tabellarisch zusammengefasst und in Abbildung 4-91 grafisch dargestellt.

Tabelle 4-12: Definition der Korrekturbeiwerte k_{BQ}

| <i>Material</i> | <i>Bohrlochqualität</i> | | | |
|--------------------|-------------------------|------|------|------|
| | I | II | III | IV |
| Extrudiertes PMMA | 1,25 | 1,00 | 0,60 | 0,25 |
| Gegossenes PMMA | 1,00 | 1,00 | 0,60 | 0,25 |
| Modifiziertes PMMA | 1,50 | 1,50 | - | - |

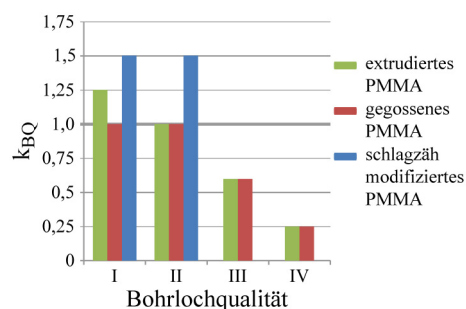


Abbildung 4-91: Korrekturbeiwerte k_{BQ}

Um von den korrigierten Festigkeiten der PMMA- Scheibe auf die Bemessungswerte der Zugfestigkeit im Bereich der Störung durch das Bohrloch zu kommen, müssen im Folgenden noch die Teilsicherheitsbeiwerte γ_m zur Berücksichtigung der Streuung der Materialeigenschaften ermittelt werden.

Hinzu kommen die Teilsicherheitsbeiwerte γ_{Rd} nach [12], [45] zur Berücksichtigung der Modellunsicherheiten und später noch die Modifikationsfaktoren A_{mod} nach [31] zur Erfassung der Auswirkungen von Lastdauer, Temperatur und Feuchte. Die Berechnung des Bemessungswertes für die Zugfestigkeit von PMMA im Bereich des Bohrloches lässt sich anhand der folgenden Gleichung vornehmen:

$$f_{t,d} = \frac{f_{t,k,0,05}}{\gamma_M \cdot A_{mod}^f} = \frac{f_{t,k,0,05}}{\gamma_m \cdot \gamma_{Rd} \cdot A_{mod}^f} . \quad (4-126)$$

In [3] wird eine Einteilung der baulichen Anlagen in drei verschiedene Sicherheitsklassen vorgenommen, mit deren Hilfe für die unterschiedlichen Schadensfolgen zulässige Schadenseintrittswahrscheinlichkeiten definiert werden. Vereinfachend kann man diese mit der Versagenswahrscheinlichkeit gleichsetzen. Auf diese Weise werden die Sicherheitsanforderungen als zulässige Versagenswahrscheinlichkeit zur P_f formuliert. Durch die Einhaltung der Vorgaben für die Versagenswahrscheinlichkeit und den damit zusammenhängenden Zuverlässigkeitsindex β lassen sich nun für den Widerstand Teilsicherheitsbeiwerte ermitteln, die letztlich die Bestimmung von Bemessungswerten unter Berücksichtigung der oben angegebenen charakteristischen Zugfestigkeiten ermöglichen.

Die üblichen baulichen Anlagen sind nach [14] in die Sicherheitsklasse 2 einzuordnen. Die Zielwerte für die Versagenswahrscheinlichkeit $P_{f,ULS}$ bzw. den Zuverlässigkeitsindex β_{ULS} können nach [12] für den Grenzzustand der Tragfähigkeit (ULS) Tabelle 4-13 entnommen werden.

Tabelle 4-13: Zielwerte für $P_{f,ULS}$ und β_{ULS}

| | zul $P_{f,ULS}$ | β_{ULS} |
|----------------------|-------------------|---------------|
| bezogen auf 1 Jahr | 10^{-6} | 4,7 |
| bezogen auf 50 Jahre | $5 \cdot 10^{-5}$ | 3,8 |

Der Teilsicherheitsbeiwert γ_m , der eine mögliche Abweichung der Baustoffeigenschaften von den charakteristischen Werten berücksichtigt, kann nach [5] gemäß der folgenden Gleichung berechnet werden:

$$\gamma_m = e^{(\alpha_R \cdot \beta_{ULS} - k) \cdot v_y} . \quad (4-127)$$

Darin sind:

- α_R Sensitivitäts- oder Wichtungsfaktor zur Beschreibung des Einflusses der Streuung der Einwirkung und des Widerstandes,
für normal streuende Einwirkungskombinationen nach [3]: $\alpha_R = 0,8$
- β_{ULS} Zuverlässigkeitsindex gemäß Tabelle 4-13
- k Fraktilenfaktor, für die 5%- Fraktile: $k = 1,645$
- v_y Variationskoeffizient der Zugfestigkeit aus den Bauteilversuchen.

Aus dem Erwartungswert und der Varianz der Versuchsergebnisse lässt sich der Variationskoeffizient der logarithmischen Normalverteilung und somit in einem weiteren Schritt der Bemessungswert für die vorgegebene Versagenswahrscheinlichkeit bestimmen. Der Erwartungswert kann nach [126] wie folgt berechnet werden:

$$E(x) = e^{\left(m_y + \frac{s_y^2}{2}\right)}. \quad (4-128)$$

Die Varianz ermittelt sich nach [126] gemäß Gleichung (4-129):

$$\text{Var}(x) = e^{(2 \cdot m_y + s_y^2)} \cdot [e^{s_y^2} - 1]. \quad (4-129)$$

Der gesuchte Variationskoeffizient kann nun für die einzelnen Bohrlochgüten und Materialien nach der folgenden Gleichung bestimmt werden:

$$v_y = \frac{\sqrt{\text{Var}(x)}}{E(x)}. \quad (4-130)$$

Mit diesem Ergebnis kann schließlich der Teilsicherheitsbeiwert γ_m ausgerechnet werden. Wird jetzt der Beiwert γ_{Rd} in Anlehnung an den in [5] angeführten Vorschlag für den dort verwendeten Beiwert γ_{sys} zu 1,1 gewählt, so ergibt sich mithilfe von Gleichung (4-126) der resultierende Teilsicherheitsbeiwert γ_M für die Zugfestigkeit des PMMA im Bohrungsbereich. In Tabelle 4-14 sind die Teilsicherheitsbeiwerte γ_m und γ_M für die verschiedenen Versuchsreihen aus Tabelle 4-11 aufgeführt.

Tabelle 4-14: Aus Versuchsergebnissen ermittelte Teilsicherheitsbeiwerte

| <i>Material</i> | <i>BQ</i> | <i>n</i> | $f_{t,k 0,05}^*$ | ν_y | γ_m | γ_M |
|--------------------|-----------|------------|------------------|------------|------------|------------|
| | | <i>[-]</i> | <i>[-]</i> | <i>[-]</i> | <i>[-]</i> | <i>[-]</i> |
| Extrudiertes PMMA | I | 117 | 1,38 | 0,24 | 1,64 | 1,81 |
| Extrudiertes PMMA | II | 58 | 1,01 | 0,12 | 1,29 | 1,42 |
| Extrudiertes PMMA | III | 33 | 0,61 | 0,16 | 1,39 | 1,53 |
| Extrudiertes PMMA | IV | 13 | 0,27 | 0,24 | 1,65 | 1,82 |
| Gegossenes PMMA | I | 12 | 1,08 | 0,29 | 1,84 | 2,03 |
| Gegossenes PMMA | II | 12 | 1,00 | 0,05 | 1,12 | 1,23 |
| Gegossenes PMMA | III | 47 | 0,68 | 0,13 | 1,32 | 1,45 |
| Gegossenes PMMA | IV | 5 | 0,48 | 0,06 | 1,14 | 1,26 |
| Modifiziertes PMMA | I-II | 44 | 2,01 | 0,10 | 1,24 | 1,36 |

Es fällt auf, dass die Streuung der Ergebnisse bei PMMA- Scheiben mit einer sehr guten Bohrlochqualität besonders hoch ist. Allerdings ist der Grund hierfür nicht bei möglichen Ausreißern mit einer kleinen Bruchspannung zu suchen. Es gibt vielmehr eine recht große Anzahl an Probekörpern mit der Bohrlochqualität I, die sehr viel höhere Festigkeiten aufweisen als gefordert. Die geforderten Mindestfestigkeiten für die Bohrlochqualität II sind bei allen Proben deutlich eingehalten. Aufgrund der hohen Bruchlasten einzelner Probekörper und der damit einhergehenden großen Streuung werden die Bemessungswerte der Zugfestigkeit für die sehr gut gebohrten PMMA- Scheiben bei Berücksichtigung der hohen Teilsicherheitsbeiwerte niedriger als bei den Scheiben der Güteklasse II. Aus diesem Grund erscheint es sinnvoll, die beiden ersten Klassen zusammenzufassen und die Scheiben mit einer Mindestgüte von II nach der Güteklasse II zu bemessen. Allerdings muss auch hierbei eine Erhöhung des Teilsicherheitsbeiwertes auf 1,8 vorgenommen werden.

Im Anhang der BÜV- Empfehlung TKB ([31]) sind Vorschlagswerte des Arbeitskreises für die Teilsicherheitsbeiwerte γ_M angegeben. Für Thermoplaste unter einer Zugbeanspruchung wird ein Beiwert von 1,5 empfohlen. Die eigenen Ergebnisse aus Tabelle 4-14 liegen zum großen Teil in derselben Größenordnung und bestätigen somit diesen Vorschlagswert. Aufgrund der großen Streuung der Bruchspannungen bei den Proben aus Standardmaterial der Bohrlochqualitäten I und IV, müssen die Sicherheiten für diese Kategorien allerdings erhöht werden. Tabelle 4-15 enthält daher einen Vorschlag für die Teilsicherheitsbeiwerte γ_M , die zur Bestimmung der Bemessungswerte der PMMA- Bauteile unter Zugbeanspruchung in Lochleibungsverbindungen herangezogen werden können.

Tabelle 4-15: Vorschlag für die Teilsicherheitsbeiwerte γ_M

| <i>Material</i> | <i>Bohrlochqualität</i> | | | |
|--------------------|-------------------------|-----|-----|-----|
| | I | II | III | IV |
| Extrudiertes PMMA | 2.0 | 1.5 | 1.5 | 2.0 |
| Gegossenes PMMA | 2,0 | 1,5 | 1,5 | 2,0 |
| Modifiziertes PMMA | 1,5 | 1,5 | - | - |

4.4.8 Überprüfung der Druckfestigkeit von PMMA

Wie früher in diesem Kapitel bereits erwähnt, wird der Bruch der Probekörper letztlich immer durch ein Versagen des Restquerschnittes infolge eines Überschreitens der charakteristischen Zugfestigkeit hervorgerufen. Allerdings treten bei manchen Probekörpern vorher größere Verformungen am Bohrungsrand infolge des Lochleibungsdruckes auf. Dieser Effekt ist besonders stark bei Scheiben aus schlagzäh modifiziertem PMMA zu beobachten.

Während die maximale Zugspannung am Bohrungsrand von der Breite der Scheibe abhängig ist, hängt die größte Druckspannung nicht von b_W ab (siehe Gleichung 4-118). Außerdem hat die in Kapitel 4.4.3.4 beschriebene Qualität der Bohrlochbearbeitung keinen wesentlichen Einfluss auf die Druckfestigkeit an der Bohrlochwandung, da eventuell im Berührungspunkt vorhandene kleine Defekte durch den Bolzenkontakt überdrückt werden. Folglich wird das Erreichen der charakteristischen Druckfestigkeit nur bei sehr breiten Proben mit einer sehr guten Qualität der Bohrung auftreten. Im Folgenden sollen deshalb alle in Frage kommenden Probekörper ausgewertet werden, um zu überprüfen, inwieweit ein Nachweis des Lochleibungsdrucks bei Bolzenverbindungen notwendig wird. Um die Problematik zu veranschaulichen, werden in Abbildung 4-92 die Last- Verformungskurven zweier Probekörper aus extrudiertem PMMA gleicher Bohrlochqualität (BQ I) aber mit unterschiedlicher Breite dargestellt.

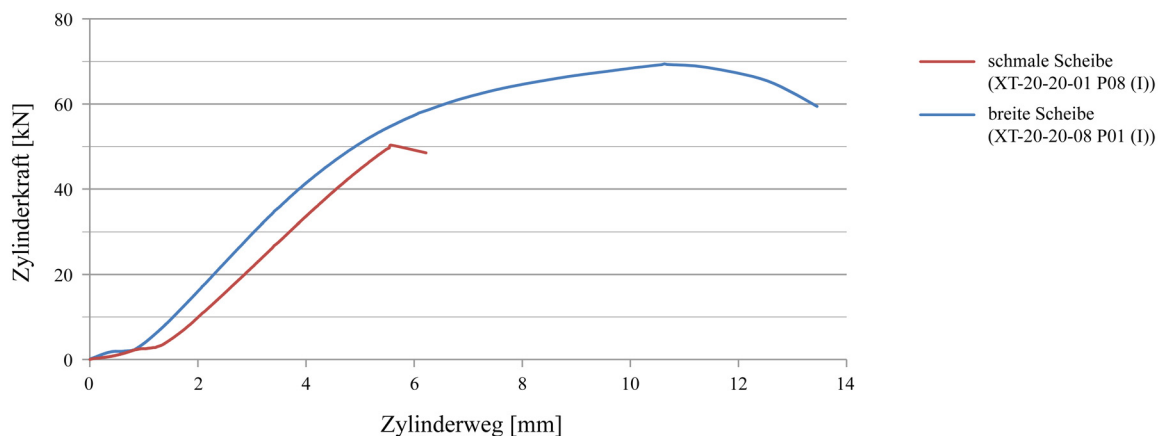


Abbildung 4-92: Exemplarische Last- Verformungskurven zweier sehr gut gebohrter Probekörper aus PLEXIGLAS® XT

Erwartungsgemäß erreicht der breitere Probekörper gleicher Bohrlochqualität die höhere Bruchlast. Während die schmalere Scheibe infolge einer Überschreitung der Zugfestigkeit im Restquerschnitt versagt, liegt die entsprechende Kerbspannungsspitze aufgrund der größeren Breite in der zweiten Scheibe beim gleichen Lastniveau noch unterhalb der Zugfestigkeit. Allerdings wird bei einem weiteren Steigern der Last die Druckfestigkeit an der Wandung des Bohrloches erreicht. Dadurch kommt es zu einem Plastizieren des PMMA im Kontaktbereich des Bolzens, was sich durch einen größer werdenden Weg im Lastverformungsdiagramm bemerkbar macht. Die Kurve weicht zunehmend von einer Gerade ab. In Abbildung 4-93 sind zum Vergleich die nach der analytischen Lösung ohne Korrekturbeiwerte ermittelten Spannungsverläufe am Rand der Bohrung für die beiden untersuchten Probekörper dargestellt.

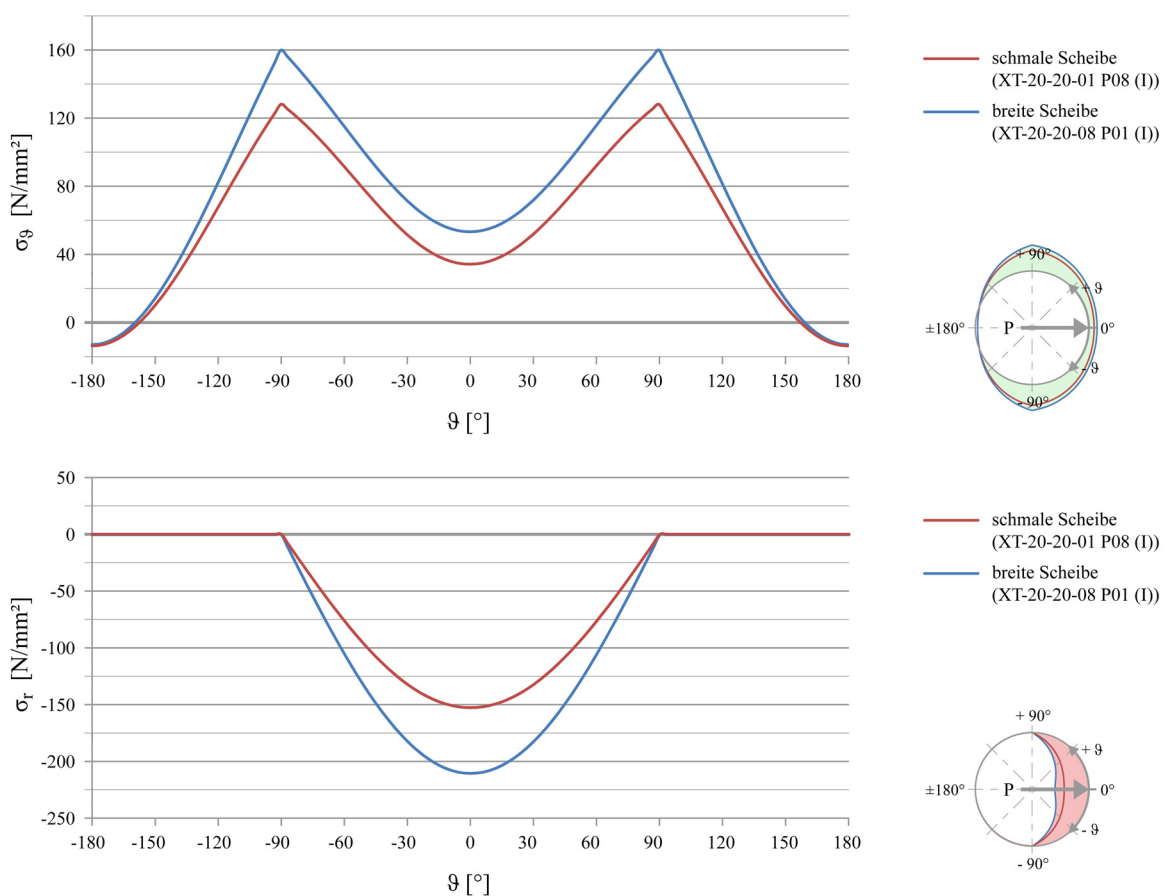


Abbildung 4-93: Tangential- und Radialspannungsverläufe am Lochrand unter der jeweiligen Bruchlast der beiden ausgesuchten Probekörper

Während die Bruchlast und damit auch die vorhandene Lochleibungsspannung bei der breiten Scheibe um fast 40 Prozent höher liegt als bei der schmalen Probe, liegt das Verhältnis der Zugspannungen lediglich bei etwas über 120 Prozent. In diesem besonderen Fall wird die Druckfestigkeit maßgebend für die Bemessung und muss daher rechnerisch nachgewiesen werden.

Daher soll nun in diesem Abschnitt erörtert werden, ab welcher Bohrlochqualität und bei welchen geometrischen Randbedingungen ein zusätzlicher Nachweis der Lochleibungsdruckspannungen erforderlich wird. Dieser Fall tritt dann ein, wenn die Ausnutzung beim Nachweis der Druckspannung höher ist als bei demjenigen der Zugspannungen im kritischen Restquerschnitt. Solange die Zugspannungen maßgebend bleiben, kann auf einen Nachweis des Lochleibungsdruckes verzichtet werden. Dieser Zusammenhang lässt sich rechnerisch wie folgt darstellen:

$$\frac{\sigma_{\text{Zug,d}}}{f_{t,d}} \geq \frac{\sigma_{\text{Druck,d}}}{f_{c,d}}. \quad (4-131)$$

Darin sind:

- $\sigma_{\text{Zug,d}}$ Bemessungswert der größten Zugspannung im Restquerschnitt
- $\sigma_{\text{Druck,d}}$ Bemessungswert der größten Druckspannung am Bolzenkontaktpunkt
- $f_{t,d}$ Bemessungswert der Zugfestigkeit im Bereich der Bohrung unter Berücksichtigung der Bohrlochqualität gemäß Gleichung (4-126)
- $f_{c,d}$ Bemessungswert der Lochleibungsdruckfestigkeit.

Vereinfachend werden für die Berechnung der Bemessungswerte der Zug- und Druckspannungen im Folgenden die Gleichungen (4-115) und (4-118) ohne eine Berücksichtigung der im Kapitel 4.3 definierten Korrekturbeiwerte herangezogen. Darüber hinaus werden die beiden folgenden Beiwerte zur Berücksichtigung des Verhältnisses der Druck- und Zugfestigkeiten und zur Definition der mitwirkenden Breite in Abhängigkeit vom Bohrlochdurchmesser eingeführt:

$$\kappa = \frac{f_{c,d}}{f_{t,d}} = \frac{f_{c,k0,05} \cdot A_{\text{mod}}^f \cdot \gamma_M^t}{k_{\text{BQ}} \cdot f_{t,k0,05} \cdot A_{\text{mod}}^f \cdot \gamma_M^c} = \frac{f_{c,k0,05} \cdot \gamma_M^t}{k_{\text{BQ}} \cdot f_{t,k0,05} \cdot \gamma_M^c}, \quad (4-132)$$

$$b_w = \rho \cdot r_0. \quad (4-133)$$

Die in Gleichung (4-131) beschriebene Bedingung für das Wegfallen eines Nachweises der Druckfestigkeit ergibt sich damit wie folgt:

$$\frac{4 \cdot P_d}{r_0 \cdot \pi^2 \cdot t} + \frac{3 \cdot P_d}{2 \cdot \rho \cdot r_0 \cdot t} \geq \frac{2 \cdot P_d}{\pi \cdot r_0 \cdot t \cdot \kappa}. \quad (4-134)$$

Aus dem zweiten Term der linken Seite erkennt man, dass die Zugspannungen bei breiter werdender Scheibe, also einem zunehmenden Wert für ρ , abnehmen, während die Druckspannungen unabhängig von der Scheibenbreite sind. Je schmaler die Scheibe wird, desto ungünstiger wird dieser Zustand für den Nachweis der Zugspannungen. Aus diesem Grund wird zunächst als Grenzfall die unendlich ausgedehnte Scheibe (mit $\rho = \infty$) betrachtet.

Damit entfällt der zweite Term der Gleichung und durch Kürzen und Umformen erhält man folgende Bedingung für den kritischen Festigkeitsbeiwert κ_{krit} :

$$\kappa_{\text{krit}} = \frac{\pi}{2}. \quad (4-135)$$

Solange das Verhältnis der Festigkeiten nach Gleichung (4-132) nicht kleiner als κ_{krit} wird, muss kein Nachweis der Druckfestigkeit geführt werden, da die Zugspannung für alle Scheibengeometrien maßgebend ist. Bei einer sehr guten Bohrlochqualität kann es allerdings vorkommen, dass dieser Grenzwert unterschritten wird. In diesem Fall muss die Geometrie der PMMA- Scheibe in Form der mitwirkenden Breite berücksichtigt werden. Für eine Scheibe endlicher Breite ergibt sich aus Gleichung (4-134) folgender Zusammenhang zwischen κ und ρ :

$$\rho_{\text{krit}} = \frac{3 \cdot \pi^2 \cdot \kappa}{4 \cdot (\pi - 2 \cdot \kappa)}. \quad (4-136)$$

Wenn die mitwirkende Breite den von κ abhängigen Wert $\rho_{\text{krit}} \cdot r_0$ überschreitet, muss ein Druckspannungsnachweis geführt werden. Ist der Bemessungswert der Druckfestigkeit für das verwendete PMMA- Material bekannt, kann man nun für jede Bohrlochqualität einen entsprechenden Beiwert ρ_{krit} bzw. eine mitwirkende Breite $b_{\text{W,krit}}$ bestimmen.

In Abbildung 4-94 ist der Zusammenhang zwischen $b_{\text{W,krit}}$ und κ grafisch dargestellt. Man erkennt an Gleichung (4-136) als Bestätigung von Gleichung (4-135) außerdem, dass die maßgebende Breite bei Überschreiten des Wertes κ_{krit} negativ werden würde, was physikalisch gesehen nicht möglich ist. Die mitwirkende Breite nähert sich an dieser Stelle asymptotisch dem Unendlichen.

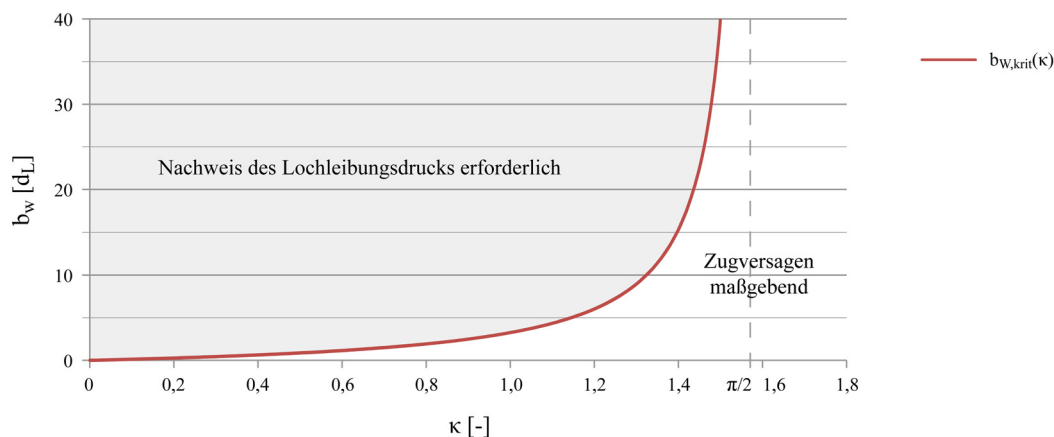


Abbildung 4-94: Kritischer Wert der mitwirkenden Breite $b_{\text{W,krit}}$ in Abhängigkeit von κ

Hinsichtlich der Druckfestigkeit der PMMA- Scheibe unter einer Lochleibungsbeanspruchung durch einen Bolzen liegen bisher nur sehr wenige gesicherte Informationen vor. Als Anhaltswert kann die Quetschgrenze oder auch Druckfließgrenze als Quotient aus der Druckkraft bei Erreichen der ersten Unstetigkeit der Druckspannungs- Stauchungskurve und der Anfangsquerschnittsfläche herangezogen werden. Dazu werden die Versuche, bei denen ein Fließen infolge des Bolzendruckes festgestellt werden konnte, ausgewertet.

In Anlehnung an [100] werden die Druckspannungen bei einer vereinbarten Stauchgrenze von etwa 0,2 Prozent aus den Last-Verformungsdiagrammen ermittelt. In Tabelle 4-16 sind die Herstellerangaben nach [23] für die verschiedenen PMMA- Sorten zusammengestellt. Diese Quetschspannungen werden von Gleiter durch eigene Versuche in [72] bestätigt. Allerdings werden auch hier keine Angaben zu schlagzäh modifiziertem PMMA gemacht.

Tabelle 4-16: Quetschspannung [N/mm²] von PMMA bei einer Temperatur von 23°C

| | <i>Extrudiertes PMMA</i> <i>PLEXIGLAS® XT</i> | <i>Gegossenes PMMA</i> <i>PLEXIGLAS® GS</i> | <i>Modifiziertes PMMA</i> <i>PLEXIGLAS® RESIST</i> |
|-------------------------|--|--|---|
| Herstellerangabe ([23]) | 103 | 110 | -- |
| Materialprüfung ([22]) | ≥ 120 | ≥ 135 | -- |
| Gleiter ([72]) | ≥ 120 | ≥ 120 | -- |

In Abbildung 4-95 sind die Quetschspannungen von extrudiertem und gegossenem PMMA in Abhängigkeit von der Belastungsgeschwindigkeit und der Temperatur nach [22] dargestellt. Für die Bedingungen, unter denen die beschriebenen Versuche durchgeführt wurden, ergeben sich die in Tabelle 4-16 angegebenen Werte.

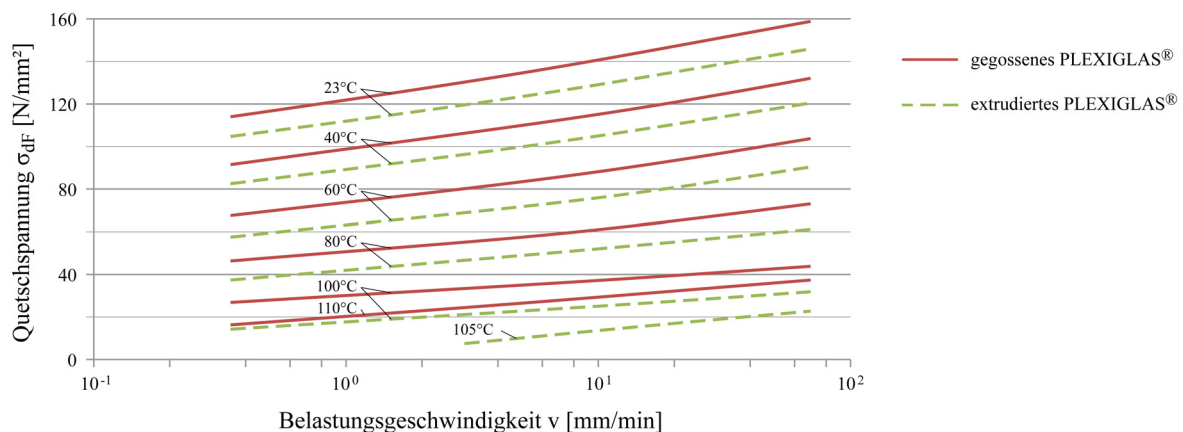


Abbildung 4-95: Quetschspannung von PMMA in Abhängigkeit von der Temperatur und der Belastungsgeschwindigkeit nach [22]

Um eine Vorauswahl der näher zu untersuchenden Proben vornehmen zu können, bei denen ein Druckversagen am Bolzenkontaktpunkt maßgebend wird, erfolgt eine Überprüfung der beiden Kriterien (4-135) und (4-136) mithilfe der Herstellerangaben in Tabelle 4-16. Dabei wird die Quetschspannung des modifizierten PMMA in Anlehnung an das Verhältnis der E-Moduln und Zugfestigkeiten auf 75 N/mm² abgeschätzt. Außerdem wird der Teilsicherheitsbeiwert γ_M gemäß [31] für Thermoplaste unter einer Druckbeanspruchung zu 1,4 angesetzt. In Tabelle 4-17 sind die Festigkeitsbeiwerte κ für die einzelnen Kategorien zusammengestellt.

Dabei wurden diejenigen Beiwerte, die den kritischen Wert κ_{krit} einhalten oder um nicht mehr als 5 Prozent überschreiten, durch Fettdruck gekennzeichnet.

Tabelle 4-17: Abschätzung der Festigkeitsbeiwerte κ

| <i>Material</i> | <i>Bohrlochqualität</i> | | | |
|--------------------|-------------------------|-------------|------|------|
| | I | II | III | IV |
| Extrudiertes PMMA | 1,63 | 1,53 | 2,55 | 8,17 |
| Gegossenes PMMA | 1,96 | 1,47 | 2,46 | 7,86 |
| Modifiziertes PMMA | 1,07 | 1,07 | - | - |

Nach dieser Abschätzung wird bereits deutlich, dass alle Bauteile der Kategorie III und IV nicht auf Lochleibungsdruck untersucht werden müssen. Auch bei den beiden besten Bohrlochgüten ergibt sich eine kritische mitwirkende Breite, die dem 30- bzw. 75- fachen Bolzendurchmesser entspricht. Bei Bauteilen aus Standardmaterial ist es also fast auszuschließen, dass die Druckspannung maßgebend wird. Demgegenüber ergeben sich so niedrige Festigkeitsbeiwerte und mitwirkende Breiten $b_{w,krit}$ für das modifizierte PMMA, dass hier immer ein Nachweis erforderlich sein wird.

Dieses Ergebnis der Voruntersuchung wird durch die Versuche bestätigt. Während bei den PMMA- Scheiben aus der Extrusions- und Gussproduktion nur dann ein Plastizieren im Bereich des Bohrlochrandes feststellbar ist, wenn der Probekörper der Kategorie I zugeordnet ist und zudem eine außergewöhnlich hohe Zugfestigkeit erreicht, kann bei allen Proben aus PLEXIGLAS® Resist ein Fließen am Loch beobachtet werden.

Im Folgenden werden nun die Quetschspannungen für alle Probekörper der RS- Prüferien aus den Last- Verformungsdiagrammen ermittelt und statistisch ausgewertet. Bei den Scheiben aus Standardmaterial ist dies nur für einzelne Proben mit der Bohrlochqualität I möglich. Durch die Bestimmung der Werte für $f_{c,k}$ und $\gamma_{M,c}$ erfolgt anschließend die genaue Festlegung der kritischen Werte für die mitwirkende Breite und die Vorbereitung der Bemessung für den Lochleibungsdruck. In Abbildung 4-96 ist beispielhaft an einem Probekörper aus modifiziertem PMMA dargestellt, wie die Ermittlung der Quetschspannung mithilfe der Druckkraft F_F bei Erreichen der Unstetigkeit in der Last-Verformungskurve durchgeführt wird.

Auch hier zeigt sich, dass die in [31] empfohlenen Teilsicherheitsbeiwerte $\gamma_{M,c}$ für die Lochleibungsproblematik zu niedrig angesetzt sind. Auf Grundlage der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche wird je nach PMMA- Sorte ein Wert zwischen 1,8 und 2,0 vorgeschlagen. Die oben vorgenommene Schätzung der Quetschspannung des modifizierten PMMA erweist sich ebenfalls als konservativ.

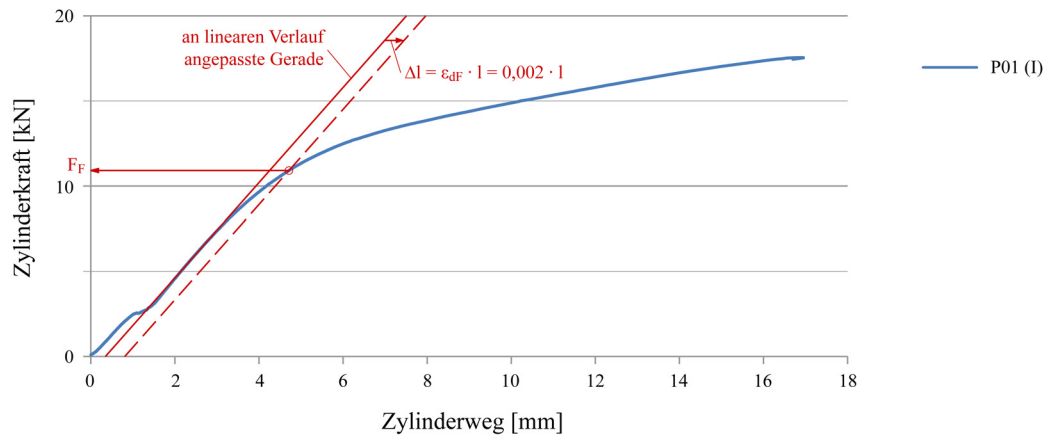


Abbildung 4-96: Ermittlung der Quetschspannung bei Probekörper RS-10-12-01 P01(I)

Die Ergebnisse der Versuchsauswertung können der folgenden Tabelle entnommen werden. Die Einzelergebnisse sind in den Tabellen A.5-1 bis A.5-3 im Anhang zusammengestellt.

Tabelle 4-18: Kritische Werte der mitwirkenden Breite $b_{W,krit}$

| <i>Material</i> | <i>BQ</i> | <i>n</i> [-] | $f_{c,k\ 0,05}$ [-] | $\gamma_{M,c}$ [-] | κ [-] | $b_{W,krit}$ [d_B] |
|--------------------|-----------|-----------------|------------------------|-----------------------|-----------------|---------------------------|
| Extrudiertes PMMA | I | 24 | 130 | 2,00 | 1,44 | 20 |
| Gegossenes PMMA | I | 7 | 90 | 2,00 | 1,13 | 6 |
| Modifiziertes PMMA | I-II | 44 | 90 | 1,75 | 1,03 | 4 |

Die Auswertung der Versuche bestätigt die Annahme, dass für das Standardmaterial auf den Nachweis der Druckfestigkeit am Rand der Bohrung in der Regel verzichtet werden kann, da die Zugfestigkeit fast immer für die Bemessung maßgebend ist. Lediglich bei Bauteilen der Bohrlochgüte I mit großen mitwirkenden Breiten sollte ein Nachweis erfolgen. Dies gilt insbesondere für gegossenes PMMA, wenngleich die aus den Versuchen ermittelten Werte für die Druckfestigkeit eher niedrig erscheinen, da sie nur auf einer kleinen Datenbasis von 7 Versuchen beruhen.

Darüber hinaus bleibt festzuhalten, dass der erwähnte Nachweis bei der Verwendung von modifiziertem PMMA unabdingbar ist. Die für die Druckbemessung notwendigen Festigkeiten und Teilsicherheitsbeiwerte werden in Tabelle 4-18 bereitgestellt. Abgesehen von den bereits erwähnten Unsicherheiten bei den Ergebnissen für PLEXIGLAS® GS stimmen sie recht gut mit den oben aufgeführten Angaben der Hersteller überein.

4.4.9 Wichtige Erkenntnisse aus den durchgeführten Versuchen

In diesem Kapitel konnte durch die Auswertung von insgesamt 341 Lochleibungsversuchen, aufgeteilt auf drei verschiedenen PMMA- Sorten und 4 abgestufte Bohrlochqualitäten, eine brauchbare Aussage hinsichtlich der für die Bemessung gesuchten Fraktilwerte für die Festigkeiten erzielt werden. Dabei wurde in Übereinstimmung mit [5] eine logarithmische Normalverteilung zugrunde gelegt, da diese im Gegensatz zur Normalverteilung keine (physikalisch unsinnigen) negativen Materialfestigkeiten ermitteln kann und im Vorhinein keine näheren Angaben zur Merkmalsverteilung vorlagen.

Die experimentellen Untersuchungen bestätigen die Herstellerangaben zu den charakteristischen Zugfestigkeiten auch im Bohrbereich. Allerdings müssen für die einzelnen Bohrlochqualitäten Korrekturen vorgenommen werden. Der in [31] angegebene Vorschlagswert für den Teilsicherheitsbeiwert γ_M des Baustoffwiderstandes konnte durch die durchgeführten Versuche weitestgehend bestätigt werden. Allerdings ist bei PMMA-Bauteilen aus Standardmaterial mit einer Bohrlochqualität von I oder IV mit einer erhöhten Sicherheit zu rechnen. Die angegebenen Bemessungswerte der Zugfestigkeit im Bohrbereich können im Folgenden für das abgeleitete Bemessungskonzept herangezogen werden.

Darüber hinaus bestätigen die durchgeführten Versuche, dass bei den PMMA- Scheiben aus extrudiertem oder gegossenem PMMA unter Berücksichtigung der konstruktiven Gesichtspunkte (siehe Kapitel 6) hinsichtlich der Rand- und Lochabstände immer ein Zugversagen im Restquerschnitt neben dem Loch maßgebend wird. Demgegenüber muss bei modifizierten PMMA- Sorten immer auch ein Nachweis der Bolzendruckspannungen am Lochrand geführt werden. Die hierfür notwendigen Kennwerte sind nun aus den experimentellen Untersuchungen bekannt.

Aufgrund der festgestellten großen Bedeutung der Bohrlochqualität für die Tragfähigkeit der Verbindung sollten die Bohrlöcher nur von geschultem Fachpersonal hergestellt werden. Dies stellt besondere Qualifikationsanforderungen an die Fertigungsbetriebe. Gegebenenfalls ist sogar eine Bindung an bestimmte Betriebe sinnvoll. Darüber hinaus sind bei der Verwendung von PMMA- Bauteilen in tragenden Lochleibungsverbindungen intensive Herstellkontrollen und eine Einstufung der vorliegenden Bohrlochqualität durch einen Sachverständigen erforderlich. Auch wenn Tabelle 4-7 versucht, eine objektive Beurteilung der Bohrlöcher zu erleichtern, ist eine Einstufung nach Güteklassen immer mit gewissen Unsicherheiten behaftet.

Sollte eine Überwachung im Einzelfall nicht möglich sein, ist unter der Berücksichtigung möglicher Folgen bei einer unzutreffenden Beurteilung zu überprüfen, inwiefern alle Bohrungen generell in eine entsprechend niedrige Güteklasse eingeordnet werden können. In jedem Fall müssen die tatsächlich vorgefundenen Bohrlochqualitäten mit den Annahmen in der statischen Berechnung abgeglichen werden. Des Weiteren muss unbedingt darauf geachtet werden, dass die Wandung des Bohrlochs nicht noch nach der Begutachtung beim Zusammenbau der einzelnen Komponenten der Verbindung beschädigt wird.

Im Rahmen dieser Arbeit werden keine Zeitstandsversuche durchgeführt und es erfolgt keine Erfassung von Temperatur- und Umgebungseinflüssen. Zur späteren Berücksichtigung dieser Einflüsse bei der Bemessung von Lochleibungsverbindungen sollen daher die charakteristischen Werte der Zugfestigkeit aus dem Kurzzeitversuch durch den Modifikationsfaktor A_{mod} nach [31] abgemindert werden.

Zur Beurteilung des Langzeitverhaltens der Lochleibungsverbindungen in PMMA- Bauteilen tragen Kurzzeitversuche und Herstellungskontrollen nur unwesentlich bei. Hier erscheint es sinnvoll, in der Zukunft weitere, aufwändigere Versuche zur Beurteilung des Langzeitverhaltens unter dieser Beanspruchung durchzuführen. Als ein Zwischenschritt werden im Rahmen dieser Arbeit lediglich die Ergebnisse aus den Kurzzeitversuchen ausgewertet und die sich aus dem Langzeitverhalten ergebenden Unsicherheiten über die bekannten Ansätze in [31] berücksichtigt.

4.5 Bemessungskonzept für die Tragfähigkeit von Lochleibungsverbindungen in PMMA

Als Abschluss dieses Kapitels sollen im Folgenden die Ergebnisse der analytischen, numerischen und experimentellen Untersuchungen zusammengefasst und ein Bemessungskonzept für die Dimensionierung von Lochleibungsverbindungen in PMMA-Bauteilen erarbeitet werden. Ziel ist es dabei, dem in der Praxis tätigen Ingenieur eine leicht anwendbare Handrechenformel zur Verfügung zu stellen, mit deren Hilfe bei den meisten üblichen Standardanwendungen auf das Erzeugen von aufwändigen numerischen Modellen verzichtet werden kann.

Grundlage des Bemessungsvorschlages ist die in Kapitel 4.2 hergeleitete analytische Lösung für die Berechnung der maximalen Beanspruchungen in einer PMMA- Scheibe unter einer Bolzendruckbeanspruchung. Wie in dem genannten Kapitel dargelegt, werden die maximalen Zugspannungen am Bohrungsrand für die Bemessung der Scheibe maßgebend. Sie sind von der Größe und Richtung der Bolzenlast sowie der Geometrie von Scheibe und Bohrung abhängig. Weiterhin werden durch die in Kapitel 4.3 abgeleiteten Modifikationsfaktoren Aspekte wie die konstruktive Ausbildung der Verbindung und die durch die Herstellung gegebenen Randbedingungen bei der Bemessung berücksichtigt. Da PMMA bei im Bauwesen üblichen Gebrauchstemperaturen ein sprödes Werkstoffverhalten unter Zugbeanspruchung aufweist, kann bei seiner Bemessung auf die Normalspannungshypothese zurückgegriffen werden.

Die mithilfe des vorgestellten analytischen Ansatzes berechnete maximale Tangentialspannung $\sigma_{LL,Res,max}$ tritt am Bohrungsrand auf und entspricht dort der größten Hauptzugspannung. Sie ist die für die Bemessung der PMMA- Scheibe maßgebende Größe und muss unter Berücksichtigung der Angaben in der BÜV- Empfehlung „Tragende Kunststoffbauteile im Bauwesen“ ([31]) der Zugfestigkeit des verwendeten Kunststoffmaterials gegenüber gestellt werden. Der vorgestellte Bemessungsvorschlag beruht auf dem Teilsicherheitskonzept. Die Bemessungseinwirkungen werden nach DIN 1055-100 ([14]) ermittelt. Es ist gemäß der folgenden Gleichung nachzuweisen, dass während der geplanten Nutzungsdauer kein Bruch der Verbindung eintritt:

$$E_d(t) \leq R_d. \quad (4-137)$$

Auf Basis der Spannungen ergibt sich daraus der nachfolgend dargestellte Nachweis. Die maßgebende Bemessungsspannung $\sigma_{LL,Res,max,d}$ darf dabei die mit einem Teilsicherheitsbeiwert beaufschlagte charakteristische Zugfestigkeit des gestörten Scheibenbereichs gemäß Kapitel 4.4 auch unter Berücksichtigung der Effekte aus den Umgebungsbedingungen und der Lastdauer nicht überschreiten:

$$\sigma_{LL,Res,max,d} \leq \frac{k_{BQ} \cdot f_{t,k,0,05}}{A_{mod}^f \cdot \gamma_M}. \quad (4-138)$$

Darin sind:

| | |
|-------------------------|---|
| $\sigma_{LL,Res,max,d}$ | Bemessungswert der größten Zugspannung im PMMA am Bohrungsrand |
| $f_{t,k0,05}$ | charakteristischer Wert der Zugfestigkeit des verwendeten PMMA |
| k_{BQ} | von der Qualität der Bohrung abhängiger Korrekturbeiwert zur Berücksichtigung der geminderten Zugfestigkeit im Bereich der Störung gemäß Tabelle 4-12 |
| A_{mod} | werkstoffspezifischer Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses der Einwirkungsdauer, der Umweltbedingungen und der Temperatur auf die Bauteileigenschaften gemäß [31] bzw. Tabelle 2-1 |
| γ_M | Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgröße gemäß Tabelle 4-15. |

Nach der im Rahmen dieser Arbeit hergeleiteten analytischen Lösung werden die Spannungen in einer PMMA- Scheibe, die durch einen Bolzendruck beansprucht wird, durch die Überlagerung von zwei Spannungszuständen ermittelt (siehe Kapitel 4.2.10). Der Berechnungsansatz für die Bestimmung der maximalen Zugspannungen in der Scheibe besitzt demnach ebenfalls zwei Summanden und kann wie folgt geschrieben werden:

$$\sigma_{LL,Res,max,d} = \sigma_{\vartheta,LL,Res,d} \left(r = r_0, \vartheta = \frac{\pi}{2} \right) = \frac{4 \cdot P_d}{r_0 \cdot \pi^2 \cdot t} + \frac{3 \cdot P_d}{2 \cdot b_w \cdot t} . \quad (4-139)$$

Da der Durchmesser des Bohrlochs in der Praxis eine häufigere Verwendung findet als sein Radius, wird dieser durch den halben Durchmesser in der Gleichung ersetzt. Außerdem wird die mitwirkende Breite der Scheibe als ein Vielfaches des Lochdurchmessers dargestellt. Darüber hinaus wird ein Modifikationsfaktor k zur Berücksichtigung der in Kapitel 4.3 beschriebenen, bemessungsrelevanten Spannungserhöhungen infolge der Einflüsse aus der konstruktiven Ausbildung und den produktionsbedingten Toleranzen der Verbindung eingeführt. Damit lässt sich die oben aufgeführte Gleichung folgendermaßen schreiben:

$$\sigma_{LL,Res,max,d} = \frac{k \cdot P_d}{d_L \cdot t} \cdot \left(\frac{8}{\pi^2} + \frac{3}{2 \cdot \beta} \right) . \quad (4-140)$$

Darin sind:

| | |
|---------|--|
| P_d | Bemessungswert der Bolzenlast an der betrachteten Bohrung |
| k | von der Ausführung der Verbindung abhängiger Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung der Spannungserhöhungen im Bereich des Bohrlochs |
| d_L | Durchmesser des Bohrlochs |
| t | Dicke des PMMA- Bauteils |
| β | Beiwert zur Berücksichtigung der mitwirkenden Breite in Abhängigkeit vom Durchmesser des Bohrlochs. |

Im Einzelnen berücksichtigt der Modifikationsfaktor die Einflüsse, die sich aus den endlichen Abmessungen der PMMA- Scheibe, der Bolzenschlankheit sowie dem Lochspiel ergeben. Er kann auf der Grundlage der kalibrierenden Vergleichsrechnungen mittels FEM in Kapitel 4.3 nach der folgenden Gleichung ermittelt werden:

$$k = k_{bw} \cdot k_{Bo} \cdot k_{LS,Zug} \quad (4-141)$$

Darin sind:

k_{bw} Beiwert zur Berücksichtigung des Einflusses aus den endlichen Abmessungen der PMMA- Scheibe

k_{Bo} Beiwert zur Berücksichtigung des Einflusses aus der Schlankheit des Bolzens

$k_{LS,Zug}$ Beiwert zur Berücksichtigung des Einflusses aus dem Lochspiel des Bolzens.

Für Lochleibungsverbindungen aus PMMA- Bauteilen mit sehr kleinen Abmessungen ($\beta < 6$ bzw. $b_w < 6 \cdot d_B$) oder einem sehr großen Bolzenlochspiel ($d_L/d_B > 1,125$) ist das vorgestellte Bemessungskonzept nicht anwendbar. Die einzelnen Beiwerte können nach den Gleichungen (4-142) bis (4-144) ermittelt werden.

$$k_{bw} = \begin{cases} 1,05 & \text{für } 6 \leq \beta < 10 \\ 1,00 & \text{für } \beta \geq 10 \end{cases} \quad (4-142)$$

$$k_{Bo} = 1,08 \quad (4-143)$$

$$k_{LS,Zug} = \begin{cases} 4,7 \cdot \frac{d_L}{d_B} - 3,7 & \text{für } \frac{d_L}{d_B} < 1,03 \\ 1,14 & \text{für } 1,03 \leq \frac{d_L}{d_B} \leq 1,125. \end{cases} \quad (4-144)$$

Die Ermittlung der mitwirkenden Breite der Scheibe b_w und des daraus folgenden Beiwertes β geschieht über die minimalen Rand- und Lochabstände der Verbindungsmittel gemäß Abbildung 4-97 und Gleichungen (4-145) und (4-146).

$$b_w = \min \left\{ \begin{array}{l} 2 \cdot e_{\parallel} \\ 2 \cdot e_{\perp} \\ e_2 \end{array} \right\}, \quad (4-145)$$

$$\beta = \frac{b_w}{d_L}. \quad (4-146)$$

Darin sind:

- e_{\parallel} Randabstand der Bohrung in Richtung der Kraft (siehe Abbildung 4-97)
- e_{\perp} Randabstand der Bohrung senkrecht zur Richtung der Kraft (siehe Abbildung 4-97)
- e_2 Abstand der Bohrungen untereinander senkrecht zur Richtung der Kraft (siehe Abbildung 4-97)
- b_w mitwirkende Breite der Scheibe gemäß Abbildung 4-97.

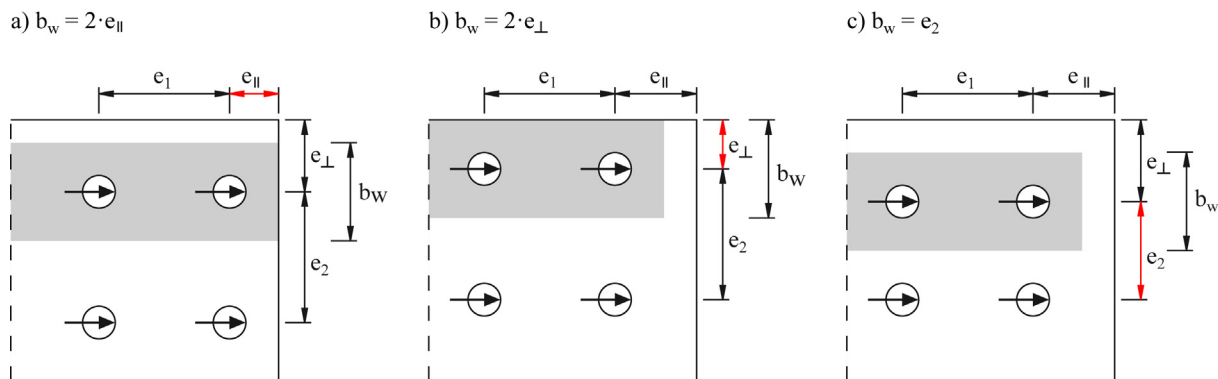


Abbildung 4-97: Definition der mitwirkenden Breite b_w

Bei der Bemessung von Bauteilen aus schlagzäh modifiziertem PMMA muss zusätzlich zum Nachweis der maßgebenden Zugspannung am Bohrungsrand gemäß Kapitel 4.4.8 auch noch ein Nachweis der maximalen Lochleibungsdruckspannung am Kontaktpunkt des Bolzens erfolgen. Dazu kann ebenfalls auf die Ergebnisse der analytischen Lösung zurückgegriffen werden. Die mittels des in Kapitel 4.2 vorgestellten Ansatzes berechnete maßgebende Radialspannung $\sigma_{LL,Res,min}$ tritt am Bohrungsrand auf und entspricht dort der größten Hauptdruckspannung.

Die Bemessung für die Druckbeanspruchung erfolgt ebenfalls unter Berücksichtigung der Empfehlungen in [31]. Der Nachweis kann wie folgt geführt werden:

$$|\sigma_{LL,Res,min,d}| \leq \frac{f_{c,k0,05}}{A_{mod}^f \cdot \gamma_M} \quad (4-147)$$

Darin sind:

- $\sigma_{LL,Res,min,d}$ Bemessungswert der betragsmäßig größten Druckspannung im Kontaktbereich der PMMA-Scheibe am Bohrungsrand
- $f_{c,k0,05}$ charakteristischer Wert der Druckfestigkeit (Quetschspannung) des verwendeten PMMA gemäß Tabelle 4-18
- γ_M Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgröße gemäß Tabelle 4-18.

Nach Kapitel 4.2.10 ergeben sich die maßgebenden Druckspannungen infolge des Bolzendrucks nach Gleichung (4-148). Sie sind unabhängig von den Abmessungen der PMMA- Scheibe:

$$\sigma_{LL,Res,min,d} = \sigma_{r,LL,Res}(r = r_0, \vartheta = 0) = -\frac{2 \cdot P_d}{r_0 \cdot \pi \cdot t}. \quad (4-148)$$

Ersetzt man auch hier wieder den Lochradius durch den halben Durchmesser und führt einen Modifikationsfaktor $k_{LS,Druck}$ zur Berücksichtigung des Bolzenlochspiels ein, lässt sich die oben aufgeführte Gleichung folgendermaßen formulieren:

$$\sigma_{LL,Res,min,d} = -\frac{4 \cdot k_{LS,Druck} \cdot P_d}{\pi \cdot d_L \cdot t}. \quad (4-149)$$

Die Erklärungen zu den einzelnen Zeichen können dem Text weiter oben entnommen werden. Der Modifikationsfaktor $k_{LS,Druck}$ ermittelt sich nach Gleichung (4-150):

$$k_{LS,Druck} = -15 + 25 \cdot \frac{d_L}{d_B} - \left(\frac{3 \cdot d_L}{d_B} \right)^2 \quad \text{für } \frac{d_L}{d_B} \leq 1,125. \quad (4-150)$$

Mithilfe des im Rahmen dieser Arbeit neu abgeleiteten Bemessungskonzeptes ist es nun erstmals möglich, Bauteile aus PMMA in Lochleibungsverbindungen durch die Verwendung von einfach handhabbaren Bemessungsgleichungen nachzuweisen. Das Bemessungskonzept gilt sowohl für PMMA aus der Extrusions- und Gussproduktion als auch für das schlagzäh modifizierte PLEXIGLAS® Resist. Allerdings muss die mitwirkende Breite mindestens dem sechsfachen Bolzendurchmesser entsprechen und das Lochspiel darf nicht größer als $d_L/d_B = 1,125$ sein. Die Bemessungsgleichungen wurden für Scheibendicken zwischen 5 und 70 mm bei Bolzendurchmessern von 6 bis 20 mm untersucht. Für abweichende Geometrien müssen noch weiterführende Überlegungen und gegebenenfalls zusätzliche Versuche erfolgen.

Die an dieser Stelle dargestellte Bemessungsformel ist zunächst nur für eine Lochleibungsverbindung mit einem Bolzen gültig. Nachdem im folgenden Kapitel ihre Gültigkeit für Verbindungen zwischen PMMA und Holzbauteilen untersucht wird, soll das Konzept in Kapitel 6 auf Verbindungen, bei denen mehrere Bolzen hinter- oder nebeneinander angeordnet sind, erweitert werden. Das Grundprinzip der Überlagerung der lokalen Lochleibungsbeanspruchungen mit den globalen Beanspruchungen im Restquerschnitt wird auch dabei weiter verfolgt. Die Spannungen der beiden Beanspruchungszustände werden in Abhängigkeit von den vorliegenden Randbedingungen auf der sicheren Seite liegend superponiert. Darüber hinaus ist in diesem Zusammenhang auch noch auf minimal zulässige Rand- und Lochabstände einzugehen (siehe Kapitel 6.3).

5 Tragverhalten eines stiftförmigen Verbindungsmittels in einer Lochleibungsverbindung zwischen Holz und PMMA

5.1 Allgemein

Aufbauend auf den in Kapitel 2.3.2 beschriebenen Grundlagen zum Tragverhalten von Lochleibungsverbindungen im Holzbau wird die analytische Lösung für Bauteile aus PMMA im Folgenden auf eine Verbindung des Kunststoffs mit Holz oder Holzwerkstoffen ausgeweitet. Dazu wird die Theorie nach Johansen in Kapitel 5.2 an die vorliegende Materialkombination angepasst. Nach weiteren numerischen (Kapitel 5.3) und experimentellen (Kapitel 5.4) Untersuchungen wird schließlich ein Bemessungskonzept vorgestellt, das auch die Nachgiebigkeit der Verbindung berücksichtigt.

Dazu wird in Kapitel 5.5 ein Ansatz für den Verschiebungsmodul von Holz- PMMA-Verbindungen vorgestellt, mit dessen Hilfe auch der Einfluss der Nachgiebigkeit der kontinuierlichen Verbindung der Einzelquerschnitte auf das Tragverhalten des zusammengesetzten Biegeträgers erfasst werden kann.

Der Versuchsstand mit einem fünf Meter langen Verbundträger ist in Abbildung 5-1 beispielhaft dargestellt.



Abbildung 5-1: Sechs- Punkt- Biegeversuch an Verbundträgern aus Holz und PMMA

Im letzten Kapitel dieses Abschnittes werden die wichtigsten Erkenntnisse der umfangreichen Untersuchungen in einem Bemessungsvorschlag für den statischen Nachweis eines einzelnen stiftförmigen Verbindungsmittels zwischen Bauteilen aus Holz und PMMA zusammengefasst.

5.2 *Adaption der Johansen- Theorie zur Bestimmung der Tragfähigkeit von Bolzenverbindungen zwischen PMMA und Holz*

5.2.1 Bolzenverbindungen im Holzbau

Während der Nachweis einer Bolzenverbindung nach der alten DIN 1052 ([6]) noch mithilfe zweier einfacher Bemessungsgleichungen nach dem Prinzip der zulässigen Spannungen erfolgte, bildet seit der Erarbeitung der Regeln des Eurocode 5 ([9]) die im Jahre 1949 zum ersten Mal von Johansen [90] vorgestellte plastische Theorie die Grundlage für die Ermittlung der Tragfähigkeit einer Verbindung mit stiftförmigen Verbindungsmitteln im modernen Holzbau. Hierbei wird davon ausgegangen, dass sich der Stift wie ein starr-plastischer Balken auf einer starr-plastischen Bettung verhält. Einflüsse aus der Reibung zwischen Holz und Stift oder aus eventuell im Stift auftretenden Zugkräften werden nicht berücksichtigt. Mithilfe dieses Ansatzes und unter Verwendung experimentell ermittelter Materialeigenschaften können theoretische Modelle entwickelt und charakteristische Werte für die Tragfähigkeit der Verbindungen zuverlässig ermittelt werden.

Wie bereits in Kapitel 2.3.2 erwähnt, ist die Tragfähigkeit nach der Johansen- Theorie von der Geometrie der Verbindung, dem Biegewiderstand des Stiftes (Fließmoment) und der Lochleibungsfestigkeit des Holzes oder Holzwerkstoffes abhängig. Auf diese beiden zu letzt genannten wichtigen Werkstoffkenngrößen wird in den nächsten Kapiteln noch eingegangen. Bei der Verbindung mit PMMA kommt dazu noch die Lochleibungstragfähigkeit des Kunststoffes. In diesem Zusammenhang wird im weiteren Verlauf zu klären sein, inwiefern die in Kapitel 4 abgeleiteten Bemessungsgleichungen auch auf einen Verbund mit Holz übertragbar sind (siehe Kapitel 5.3 und 5.4).

Während Johansen für die Biegetragfähigkeit des Stiftes das elastische Grenzmoment annahm, nutzen die aktuellen Holzbaunormen (Eurocode 5 ([4]) und DIN 1052:2010 ([16])) darüber hinaus auch seine plastischen Querschnittsreserven aus. Sie basieren auf einem ideal-plastischen Materialverhalten sowohl des biegebeanspruchten Stiftes als auch des Holzes unter Lochleibungsdruck. Abbildung 5-2 illustriert die tatsächliche und die vereinfachte Last-Eindrückungsbeziehung des Stiftes im Holz nach Hilson [82], auf deren Grundlage die Bemessungsgleichungen für die Tragfähigkeit der Verbindung ermittelt werden.

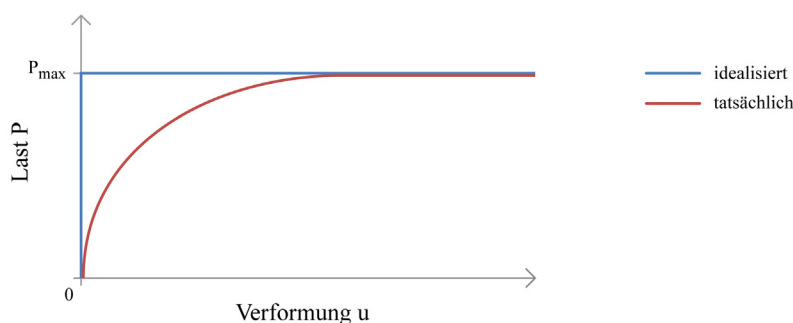


Abbildung 5-2: Tatsächliche und idealisierte Last- Eindrückungsbeziehung nach [82]

Durch diese Annahme kann die analytische Lösung des Problems vereinfacht werden. Die Auswirkungen auf das Ergebnis sind jedoch vernachlässigbar. Die Tragfähigkeit der Verbindung wird durch das Erreichen der Lochleibungsfestigkeit in mindestens einem der verbundenen Bauteile und/oder das gleichzeitige Auftreten von plastischen Gelenken im Stift begrenzt. Welcher Versagensmechanismus im betrachteten Fall auftritt, ist dabei von den oben aufgeführten Einflussgrößen abhängig.

Die mit diesem Ansatz hergeleiteten Bemessungsgleichungen konnten für alle stiftförmigen Verbindungsmittel verallgemeinert werden und gelten beispielsweise für Bolzen, Nägel, Schrauben oder Stabdübel gleichermaßen. Dabei können entsprechend der Einbausituation ein- oder mehrschnittige Verbindungen und solche mit innen oder außen liegenden Stahlblechen berechnet werden.

Zur Überprüfung der Gültigkeit der von Johansen abgeleiteten Gleichungen wurde in den letzten Jahrzehnten eine große Anzahl an Versuchen durchgeführt, deren Ergebnisse die theoretische Lösung bestätigen. Stellvertretend seien hier die Arbeiten von Möller ([111]), Aune und Patton-Mallory ([34]), Werner ([167]) und Hilson ([82], [83]) genannt. Kann das Auftreten von spröden Versagensmechanismen, wie beispielsweise ein Aufspalten des Holzes, verhindert werden (siehe dazu Hinweise in Kapitel 2.3.2.1), darf die Tragfähigkeit der Verbindung nach der Fließgelenktheorie ermittelt werden. Die Herleitung der Gleichungen zur Berechnung der Tragfähigkeit einer Holz- PMMA- Verbindung auf Abscheren kann dem folgenden Abschnitt entnommen werden.

Die zweischnittigen Verbindungen mit einer PMMA- Scheibe verhalten sich ähnlich wie diejenigen mit einem innenliegenden Stahlblech. Dabei entstehen die Fließgelenke an den Kanten der PMMA- Scheibe (siehe Abbildung 5-3). Der Bolzen kann sich aufgrund der Symmetrie der Verbindung gewissermaßen wie bei einer einschnittigen Stahlblech- Holz- Verbindung mit einem dicken Blech in die Scheibe einspannen. Sowohl die Steifigkeiten als auch die Tragfähigkeiten dieser Verbindungen sind grundsätzlich höher als bei den entsprechenden reinen Holz- Anschlüssen. Voraussetzung dafür ist allerdings, dass das PMMA- Bauteil nicht frühzeitig versagt.

5.2.2 Herleitung der Johansen- Gleichungen für Bolzenverbindungen zwischen Holz und PMMA

Für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Holz- PMMA- Verbindungen sind nach der erweiterten Johansen- Theorie vier unterschiedliche Versagensmechanismen möglich. Diese werden in Abbildung 5-3 dargestellt. Der erste Versagensmechanismus ist durch ein Versagen der PMMA- Scheibe nach den in Kapitel 4 näher beschriebenen Gesetzmäßigkeiten gekennzeichnet. Der zweite Versagensmechanismus stellt das Erreichen der Lochleibungsfestigkeit in den Seitenhölzern dar. Das Verbindungsmittel befindet sich dabei an keiner Stelle im plastischen Zustand. Auf die Ermittlung der Lochleibungsfestigkeit für die jeweilige Holzart wird später noch kurz eingegangen.

Bei den Versagensmechanismen 3 und 4 wird neben der Lochleibungsfestigkeit des Holzes auch noch die Biegetragfähigkeit des Bolzens (Fließmoment $M_{y,k}$) erreicht. Gemäß der Theorie bleibt der Bolzen allerdings außerhalb der infinitesimalen plastischen Zonen gerade. Während sich bei dem dritten Versagensmechanismus nur Fließgelenke in den Scherfugen zwischen Holz und PMMA-Scheibe ausbilden, kommt es bei dem vierten zusätzlich noch zum Fließen des Bolzens in den Seitenhölzern. Anhand von Probekörpern, die nach der Durchführung der Versuche aufgeschnitten wurden, lässt sich bestätigen, dass sich die Bolzen im Traglastzustand wie angenommen verformen (siehe Kapitel 5.4).

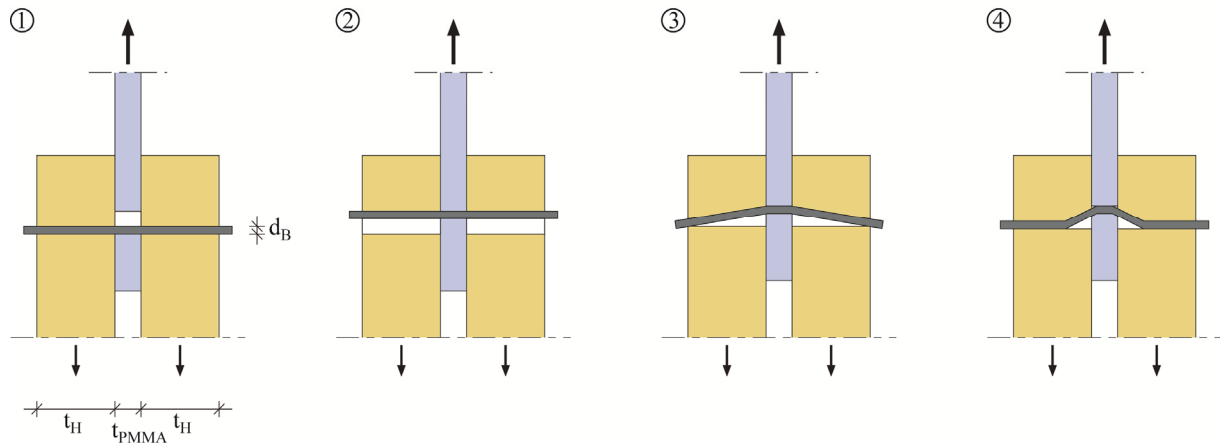


Abbildung 5-3: Versagensmechanismen einer Holz- PMMA- Verbindung

Im Folgenden sollen nun die Gleichungen für die einzelnen Versagensmechanismen hergeleitet werden. Die Tragfähigkeit einer bestimmten Verbindung ermittelt sich dabei aus dem kleinsten Wert, der sich aus diesen Gleichungen für sämtliche Bruchursachen unter Berücksichtigung von Modifikationsfaktoren und Teilsicherheiten ergibt. Die ausschlaggebende Gleichung bestimmt somit auch den wahrscheinlichsten Versagensmechanismus der Verbindung. Wie im Holzbau üblich, werden die Gleichungen für die Tragfähigkeiten jeweils pro Scherfuge angegeben, d.h. sie werden auf einen Schnitt bezogen.

Für das erste Versagen kann auf die bekannten Gleichungen aus Kapitel 4 zurückgegriffen werden. Durch Umstellen von Gleichung (4-140) ergibt sich unter Berücksichtigung von Gleichung (4-138) die charakteristische Tragfähigkeit für das PMMA- Versagen zu:

$$R_{k,1} = \frac{f_{t,k,PMMA} \cdot d_L \cdot t_{PMMA} \cdot k_{BQ}}{2 \cdot k \cdot \left(\frac{8}{\pi^2} + \frac{3}{2 \cdot \beta} \right)} \quad (5-1)$$

Unter der Annahme eines gleichmäßig verteilten Lochleibungsdruckes unterhalb des Stiftes lässt sich für den Versagensmechanismus 2 der charakteristische Wert der Tragfähigkeit aus dem Kräftegleichgewicht wie folgt berechnen:

$$R_{k,2} = f_{h,l,k} \cdot t_H \cdot d_B \quad (5-2)$$

Darin sind:

$R_{k,2}$ charakteristischer Wert der Tragfähigkeit pro Scherfuge im Versagensfall 2

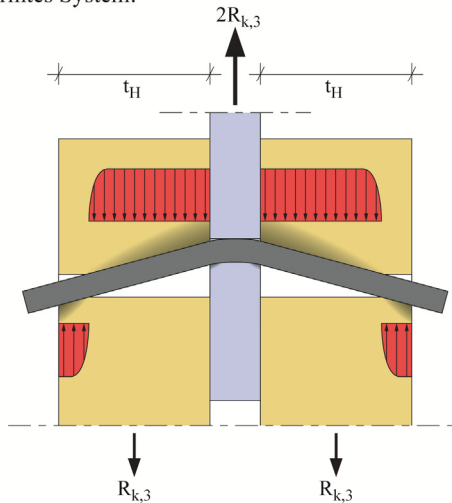
$f_{h,1,k}$ charakteristische Lochleibungsfestigkeit des Holzes

t_H Dicke des Seitenholzes

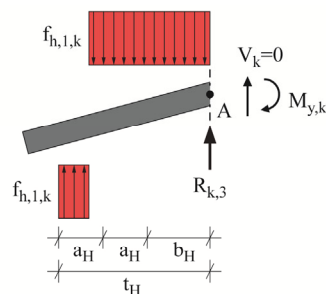
d_B Durchmesser des Bolzens.

Abbildung 5-4 veranschaulicht das Kräftespiel in der Verbindung bei Erreichen der Tragfähigkeit für den Fall, dass Versagensmechanismus 3 maßgebend wird. Nachdem sich eine entsprechend große Verformung eingestellt hat, verteilt sich der Lochleibungsdruck über die gesamte Bolzenlänge und es ergibt sich der dargestellte Verlauf der Schnittgrößen.

verformtes System:



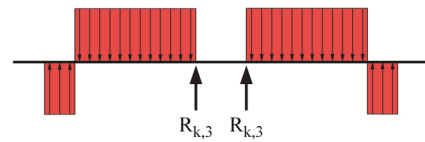
Gleichgewicht am Bolzen:



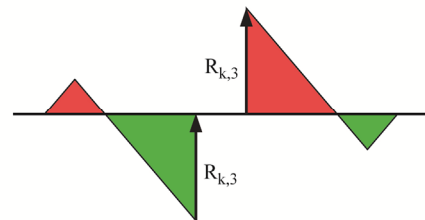
Probekörper nach dem Versuch:



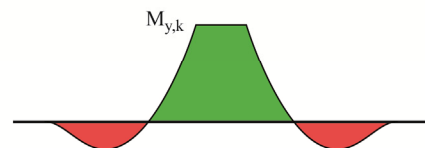
idealisierte Querlasten:



Querkraftverlauf:



Momentenverlauf:



Verformung:

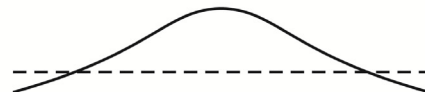


Abbildung 5-4: Gleichgewichtsbetrachtung für den Versagensmechanismus 3

Durch das Aufstellen des Momentengleichgewichtes am Punkt A, an der Kante der PMMA-Scheibe, erhält man die folgende Beziehung:

$$M_{y,k} = f_{h,1,k} \cdot d_B \cdot \frac{b_H^2}{2} + f_{h,1,k} \cdot d_B \cdot a_H \cdot \left(t_H - \frac{3}{2} \cdot a_H \right) - f_{h,1,k} \cdot d_B \cdot a_H \cdot \left(t_H - \frac{1}{2} \cdot a_H \right). \quad (5-3)$$

Die beiden geometrischen Größen a_H und b_H können aus Abbildung 5-4 entnommen werden. Für sie gilt der Zusammenhang:

$$a_H = \frac{t_H - b_H}{2} . \quad (5-4)$$

Setzt man diese Gleichung in Gleichung (5-3) ein, erhält man durch Umformen das folgende Ergebnis für b_H :

$$b_H = t_H \cdot \left(\sqrt{2 + \frac{4 \cdot M_{y,k}}{f_{h,l,k} \cdot d_B \cdot t_H^2}} - 1 \right) . \quad (5-5)$$

Darüber hinaus lässt sich das Kräftegleichgewicht folgendermaßen aufschreiben:

$$R_{k,3} = f_{h,l,k} \cdot d_B \cdot b_H . \quad (5-6)$$

Durch Einsetzen des zuvor hergeleiteten Ausdrucks für b_H ergibt sich schließlich der charakteristische Wert der Tragfähigkeit für den dritten Versagensmechanismus zu:

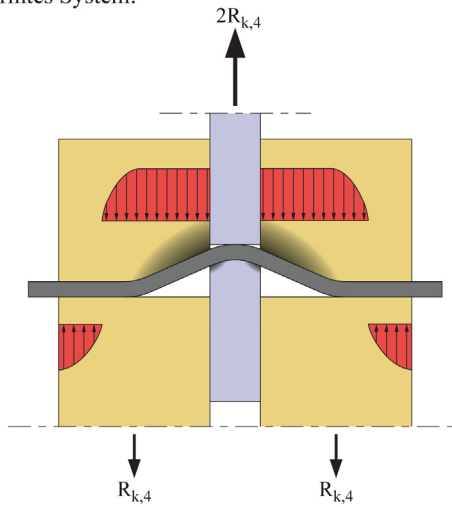
$$R_{k,3} = f_{h,l,k} \cdot d_B \cdot t_H \cdot \left(\sqrt{2 + \frac{4 \cdot M_{y,k}}{f_{h,l,k} \cdot d_B \cdot t_H^2}} - 1 \right) . \quad (5-7)$$

Die Herleitung der Beziehungen für den vierten Versagensmechanismus erfolgt ebenso mit entsprechenden Gleichgewichtsbetrachtungen am beanspruchten Verbindungsmittel unter der Voraussetzung, dass die Tragfähigkeit der Verbindung für dieses Szenario erreicht wird (siehe Abbildung 5-5). An den beiden am meisten beanspruchten Stellen des Bolzens stellt sich das Fließmoment ein, während die Querkraft dort zu Null wird. Zwischen den beiden Knicken im Bolzen ist der Lochleibungsdruck so stark, dass er als konstant in Höhe der Lochleibungsfestigkeit des Holzes angenommen werden kann. Außerhalb dieses am stärksten beanspruchten Bereichs ist die Verteilung des Bolzendrucks nicht genau bekannt. Dies hat aber keine große Bewandnis für das Ergebnis, da die weiteren Betrachtungen lediglich in dem am stärksten beanspruchten Bereich zwischen den beiden Bolzenknicken erfolgen.

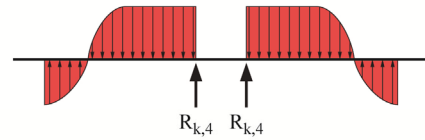
In diesem Fall ergibt sich aus dem Momentengleichgewicht am Punkt A, an der Kante der PMMA- Scheibe, der nachfolgende Zusammenhang zwischen b_H und $M_{y,k}$:

$$2 \cdot M_{y,k} = f_{h,l,k} \cdot d_B \cdot \frac{b_H^2}{2} . \quad (5-8)$$

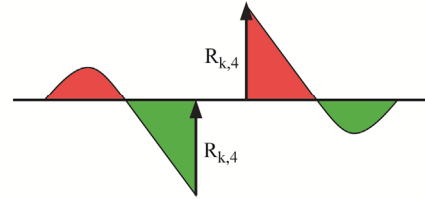
verformtes System:



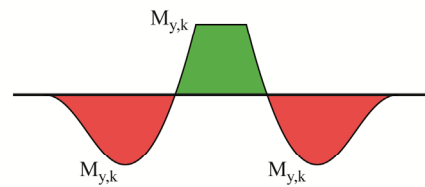
idealisierte Querlasten:



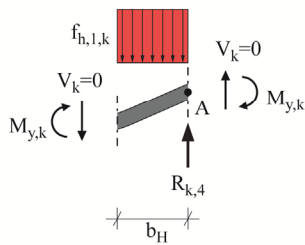
Querkraftverlauf:



Momentenverlauf:



Gleichgewicht am Bolzen:



Probekörper nach dem Versuch:



Verformung:

**Abbildung 5-5: Gleichgewichtsbetrachtung für den Versagensmechanismus 4**

Durch Umformen der Gleichung findet man:

$$b_H = 2 \cdot \sqrt{\frac{M_{y,k}}{f_{h,l,k} \cdot d_B}} \quad (5-9)$$

Aus dem Kräftegleichgewicht folgt außerdem:

$$R_{k,4} = f_{h,l,k} \cdot d_B \cdot b_H \quad (5-10)$$

Setzt man nun wieder Gleichung (5-9) in diesen Ausdruck an der Stelle für b_H ein, erhält man den charakteristischen Wert der Tragfähigkeit für den vierten Versagensmechanismus:

$$R_{k,4} = 2 \cdot \sqrt{M_{y,k} \cdot f_{h,l,k} \cdot d_B} \quad (5-11)$$

Die hergeleiteten Gleichungen (5-2), (5-7) und (5-11) sind in DIN 1052:2008 ([16]), Anhang G.2 enthalten. Es zeigt sich, dass die Tragfähigkeit der Verbindung im Holz (Versagensmechanismus 2 bis 4) unabhängig von der Dicke der PMMA- Scheibe ist.

Zur einfacheren Handhabung der Bemessung schlägt DIN 1052:2008 ([16]) für die Versagensmechanismen 2 bis 4 darüber hinaus noch ein vereinfachtes Näherungsverfahren vor, bei dem lediglich ein Nachweis nach Gleichung (5-11) erfolgen muss, wenn gleichzeitig eine entsprechende Mindestholzdicke $t_{H,req}$ für die Seitenhölzer eingehalten wird. Dieser Versagensfall 4 ergibt die größte Traglast für einen gewählten Bolzendurchmesser. Die Bestimmungsgleichung für $t_{H,req}$ ergibt sich aus der Forderung, dass Versagensmechanismus 4 für die Bemessung maßgebend wird (d.h. $R_{k,2} \geq R_{k,4}$ sowie $R_{k,3} \geq R_{k,4}$) und lässt sich unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Teilsicherheitsbeiwerte (Vorfaktor 1,15) für die einzelnen Versagensmechanismen wie folgt aufschreiben:

$$t_H \geq t_{H,req} = 1,15 \cdot 4 \cdot \sqrt{\frac{M_{y,k}}{f_{h,1,k} \cdot d_B}} \quad (5-12)$$

Für den Fall, dass die Mindestholzdicke nicht eingehalten wird, darf $R_{k,4}$ vereinfachend und auf der sicheren Seite liegend linear abgemindert werden:

$$t_H \leq t_{H,req} : \quad R_{k,2-4} = R_{k,4} \cdot \frac{t_H}{t_{H,req}} \quad (5-13)$$

Da das vereinfachte Verfahren keine Minstdicken für PMMA berücksichtigt, muss in diesem Fall immer zusätzlich auch Gleichung (5-1) für $R_{k,1}$ nachgewiesen werden. In Kapitel 5.2.7 wird auf dieses Thema noch weiter eingegangen.

5.2.3 Lochleibungsfestigkeit des Holzes

Wie bereits in Kapitel 2.3.2.1 beschrieben, hängt die Lochleibungsfestigkeit des Holzes von etlichen Parametern ab. Einen besonders großen Einfluss besitzen der Bolzendurchmesser und die Rohdichte des Holzes oder des Holzwerkstoffes. So steigt die Festigkeit bei zunehmender Rohdichte unabhängig von der Holzart an ([167]). In DIN 1052:2008 ([16]) und Eurocode 5 ([4]) werden für Bolzenverbindungen die folgenden empirischen Gleichungen zur Bestimmung der charakteristischen Lochleibungsfestigkeit bei verschiedenen Hölzern und Holzwerkstoffen angegeben:

$$f_{h,0,k} = \begin{cases} 0,082 \cdot (1 - 0,01 \cdot d_B) \cdot \rho_k & \text{Vollholz, Brettschichtholz, Furnierschichtholz} \\ 0,110 \cdot (1 - 0,01 \cdot d_B) \cdot \rho_k & \text{Baufurniersperrholz} \\ 50 \cdot d_B^{-0,6} \cdot t_H^{0,2} & \text{Holzspanplatten, OSB – Platten} \end{cases} \quad (5-14)$$

Darin sind:

- $f_{h,0,k}$ charakteristische Lochleibungsfestigkeit des Holzes in Faserrichtung in N/mm²
- ρ_k charakteristischer Wert der Rohdichte in kg/m³
- t_H Dicke des Holzes oder Holzwerkstoffes in mm
- d_B Durchmesser des Bolzens in mm.

Da die Spaltgefahr mit wachsendem Bolzendurchmesser zunimmt, reduziert sich auch die Lochleibungsfestigkeit. Außerdem ist sie bei großen Durchmessern ($d_B > 8$ mm) von dem Winkel α zwischen Kraft- und Faserrichtung abhängig. Bei einem Winkel von $\alpha \neq 0^\circ$ muss sie in diesem Fall nach der so genannten Hankinson'schen Regel wie folgt abgemindert werden:

$$f_{h,\alpha,k} = \frac{f_{h,0,k}}{k_{90} \cdot \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha} \quad (5-15)$$

mit:

$$k_{90} = \begin{cases} 1,35 + 0,015 \cdot d_B & \text{für Nadelhölzer} \\ 0,90 + 0,015 \cdot d_B & \text{für Laubhölzer.} \end{cases} \quad (5-16)$$

Mithilfe dieser Gleichungen ist es aufgrund der direkten Berücksichtigung der Rohdichte möglich, Lochleibungsverbindungen für ein großes Spektrum unterschiedlicher Hölzer und Holzwerkstoffe nachzuweisen. Dabei können auch die besseren Werkstoffeigenschaften der höheren Festigkeitsklassen voll ausgenutzt werden. Die charakteristischen Werte der Rohdichte können durch Versuche bestimmt oder für die üblichen Bauhölzer aus Tabellenwerken (z.B. [136], [163], [86]) entnommen werden.

Die Berücksichtigung anderer Einflussgrößen auf die Lochleibungsfestigkeit wie die Lasteinwirkungsdauer oder die Holzfeuchte erfolgt bei der Ermittlung der Bemessungswerte über den Modifikationsfaktor k_{mod} (siehe Kapitel 5.2.6).

5.2.4 Biegewiderstand des Bolzens

Neben der im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Lochleibungsfestigkeit des Holzes und der Zugfestigkeit des kerbgeschwächten PMMA unter Lochleibungsbeanspruchung ist der Biegewiderstand des Verbindungsmittels ein weiterer wichtiger Parameter bei der Ermittlung der Tragfähigkeit der untersuchten Verbindung zwischen PMMA und Holz. Für die zugrunde gelegte plastische Theorie stellt insbesondere das charakteristische Fließmoment $M_{y,k}$ des Bolzens eine entscheidende Eingangsgröße dar. Für runde Stahlbolzen kann es mithilfe des plastischen Widerstandsmomentes und der charakteristischen Streckgrenze $f_{y,k}$ des Stahlbolzens wie folgt berechnet werden:

$$M_{y,k} = f_{y,k} \cdot \frac{d_B^3}{6}. \quad (5-17)$$

Whale und Smith kommen allerdings in [168] zu dem Ergebnis, dass das Fließmoment in der Realität aufgrund der Wiederverfestigung einen höheren Wert erreicht (siehe auch [70]). Daher wird im Eurocode 5 ([4]) die folgende Bestimmungsgleichung für $M_{y,k}$ in Abhängigkeit von der Zugfestigkeit $f_{u,k}$ von Stahl vorgeschlagen:

$$M_{y,k} = 0,8 \cdot f_{u,k} \cdot \frac{d_B^3}{6}. \quad (5-18)$$

Experimentelle Untersuchungen an einer großen Anzahl an Probekörpern haben jedoch gezeigt, dass plastische Gelenke nicht vollständig ausgebildet werden und infolge dessen das Fließmoment nach Gleichung (5-18) zum Zeitpunkt des Versagens der Verbindung nicht erreicht wird (vgl. [42]). Somit wurde dieser Ansatz in der aktuellen deutschen Norm DIN 1052:2008 [16] nicht übernommen. Dort wird für das charakteristische Fließmoment des Bolzens der folgende Term angegeben:

$$M_{y,k} = 0,3 \cdot f_{u,k} \cdot d_B^{2,6}. \quad (5-19)$$

Für die charakteristischen Werte der Zugfestigkeit des für den Bolzen verwendeten Stahls wird wieder auf die oben genannten Tabellenwerke verwiesen (siehe Kapitel 5.2.3).

5.2.5 Erhöhung der Tragfähigkeit infolge des Einhängeeffekts

Wie bereits im Kapitel 2.3.2.5 beschrieben, kommt es im Bolzen aufgrund der Ausbildung seiner beiden Enden mit Unterlegscheibe und Mutter bzw. Kopf zu einem laststeigernden Effekt, dem so genannten Einhängeeffekt. Durch die aus den sich einhängenden Unterlegscheiben getragene Seilwirkung des plastisch verformten Bolzens entsteht eine zusätzliche Reibung zwischen den beiden Hölzern und der innenliegenden PMMA- Scheibe.

Diese steigert sich mit zunehmender Zugkraft im Bolzen ebenfalls und bewirkt so eine Erhöhung der Tragfähigkeit der Verbindung. Die auftretenden Zugkräfte müssen von den Unterlegscheiben aufgenommen werden und über Querpressung in das Holz übertragen werden. Außerdem entsteht eine leichte Einspannung am Kopf des Bolzens, da die Unterlegscheibe ein freies Verdrehen des Bolzenendes behindert.

Während der Eurocode ([4]) den Einhängeeffekt durch eine pauschale Erhöhung der Tragfähigkeitsgleichungen im Versagenszustand 3 und 4 um zehn Prozent berücksichtigt, findet diese Regelung in der deutschen Norm ([16]) keine Anwendung. Die im Vergleich zu Stabdübeln zu beobachtende Steigerung der Tragfähigkeit ΔR_k infolge der Endverankerung der Passbolzen darf hier wie folgt auf die Rechenwerte der Versagensmechanismen 2 bis 4 angerechnet werden:

$$R_{k,2-4,PB} = R_{k,2-4} + \Delta R_k . \quad (5-20)$$

Der Anteil ΔR_k , um den die Tragfähigkeit $R_{k,2-4}$ bei der Verwendung von Passbolzen erhöht werden darf, lässt sich nach folgendem Ansatz gemäß DIN 1052:2008 ([16]) bestimmen:

$$\Delta R_k = \min \left\{ 0,25 \cdot R_{2-4,k} \right. \\ \left. 0,25 \cdot R_{ax,k} \right\} . \quad (5-21)$$

$R_{ax,k}$ bezeichnet dabei die charakteristische Tragfähigkeit des Bolzens in Richtung seiner Achse und kann wie folgt aus dem Querdruknachweis der Unterlegscheibe und der aufnehmbaren Bolzenzugkraft ermittelt werden:

$$R_{ax,k} = \min \left\{ k_{c,90} \cdot f_{c,90,k} \cdot A_{ef} \right. \\ \left. f_{yk} \cdot A_B \right\} . \quad (5-22)$$

Darin sind:

- $k_{c,90}$ Beiwert für Querdrukflächen, bei Anschlüssen mit mehreren Bolzen: $k_{c,90} = 1,0$
- $f_{c,90,k}$ charakteristische Druckfestigkeit des Holzes senkrecht zur Faserrichtung
- A_{ef} wirksame Querdrukfläche zwischen Holzoberfläche und Unterlegscheibe, für verschiedene Ansätze siehe z.B. [51], [59], [166] oder [119]
- f_{yk} charakteristische Streckgrenze des Bolzenstahls
- A_B Querschnittsfläche des Bolzens.

Nach [51] ergeben sich bei der Verwendung von Unterlegscheiben mit Vorzugsmaßen nach DIN EN ISO 7094 ([11]) bzw. DIN 1052:2008 ([16]), Tabelle G.13 immer größere Werte für $R_{ax,k}$ als für $R_{k,2-4}$, so dass bei Verbindungen mit Passbolzen in der Regel vereinfachend von einer 25%-igen Erhöhung von $R_{k,2-4}$ ausgegangen werden kann:

$$R_{k,2-4,PB} = 1,25 \cdot R_{k,2-4} . \quad (5-23)$$

In Abbildung 5-6 sind die Bolzenenden verschiedener Probekörper nach Durchführung des Versuches (siehe Kapitel 5.4) bis zum Bruch dargestellt. Die aufgrund des Einhängeeffektes auftretenden Zugkräfte können deutlich anhand der Verformungen der Unterlegscheiben und des eingedrückten Holzes abgelesen werden.



Abbildung 5-6: Einhängeneffekt: Unterlegscheiben der Bolzen pressen sich ins Holz ein, links: Überschreitung der Holzdruckfestigkeit, Mitte: Verformung der Unterlegscheibe, rechts: ausreichend dimensionierte Unterlegscheibe

Auch durch das Anziehen der Bolzen beim Zusammenbauen werden bereits Reibungskräfte in der Scherfuge zwischen PMMA und Holz hervorgerufen, die nach Versuchen von Madsen (siehe [104]) die Tragfähigkeit der Verbindung kurzfristig fast verdoppeln können. Allerdings kann gerade bei dieser konzentrierten Druckbeanspruchung rechtwinklig zur Faserrichtung schon nach kurzer Zeit beobachtet werden, wie die Vorspannung des Bolzens durch die Wirkung aus Kriechen und Schwinden im Holz stark nachlässt. Daher sollte bei der Bemessung davon ausgegangen werden, dass die Bolzen nur handfest angezogen werden. Diese Randbedingung wurde auch bei den im Kapitel 5.4 beschriebenen Scherversuchen berücksichtigt.

5.2.6 Bemessungswerte der Tragfähigkeit

Genau wie das in Kapitel 4.5 dieser Arbeit gemäß der BÜV- Empfehlung ([31]) für die Lochleibungsbemessung vorgeschlagene Nachweiskonzept legt auch das Sicherheitskonzept der aktuellen deutschen Holzbaunormen DIN 1052:2008 ([16]) und Eurocode 5 ([4]) für die Bemessung der Bolzenverbindungen die semiprobabilistische Methode der Teilsicherheitsbeiwerte zugrunde. Die Bemessung erfolgt hierbei gegen klar definierte Grenzzustände. Zum einen betrachtet man den Grenzzustand der Tragfähigkeit, bei dem es um die verschiedenen Formen des Tragwerksversagens (z.B. Bruch, Verlust des Gleichgewichts) geht und bei dessen Nichteinhaltung die Sicherheit von Menschen gefährdet sein kann. Zum anderen unterscheidet man den Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit, bei dessen Nachweis die Überschreitung von definierten Nutzungsanforderungen (z.B. Verformungen, Schwingungen) überprüft werden soll, die ansonsten zu Schäden am Bauwerk oder seiner Einrichtungen führen kann oder den Betrieb des Bauwerks durch die Nutzer einschränken kann.

Der Nachweis der Tragfähigkeit der Lochleibungsverbindung kann in allgemeiner Form gemäß Gleichung (4-137) geführt werden. Allerdings erfolgt er in diesem Zusammenhang nicht auf dem Niveau der Spannungen wie im Kapitel 4.5. Da die Tragfähigkeiten der einzelnen Versagensmechanismen anhand der Johansen- Theorie als aufnehmbare Kräfte

abgeleitet wurden, erfolgt der Nachweis für die PMMA- Holz- Verbindung auf dem Niveau der Schnittgrößen.

Die Bemessungswerte der Tragwiderstände erhält man, indem man die charakteristischen Werte der Baustoffeigenschaften, die als 5%- Fraktilwerte ermittelt werden, abmindert. Sie werden deshalb durch einen Teilsicherheitsbeiwert γ_M dividiert. Dieses Verfahren ist bei den beiden hier kombinierten Materialien grundsätzlich gleich. Allerdings müssen beim Bauen mit Kunststoffen weitere Einflüsse aus den Umgebungsbedingungen und der Dauer der Lasteinwirkung berücksichtigt werden (siehe Kapitel 2.1.2.4 und 4.5). Dies geschieht durch Einführung eines Modifikationsfaktors A_{mod} gemäß der BÜV- Richtlinie ([31]). Folglich ergibt sich für die erste Versagensform der Verbindung der Bemessungswert:

$$R_{d,1} = \frac{R_{k,1}}{A_{\text{mod}}^f \cdot \gamma_M} . \quad (5-24)$$

Darin sind:

- A_{mod} werkstoffspezifischer Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses der Einwirkungsdauer, der Umweltbedingungen und der Temperatur auf die Bauteileigenschaften gemäß [31] bzw. Tabelle 2-1.
- γ_M von der PMMA- Sorte und Bohrlochqualität abhängiger Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgröße gemäß Tabelle 4-15.

Auch in den Holzbaunormen finden die Einflüsse aus der Lasteinwirkungsdauer und der Holzfeuchte eine Berücksichtigung, da sie die Eigenschaften des Werkstoffes stark verändern können (siehe Kapitel 2.1.1.3). In DIN 1052:2008 ([16]) erfolgt dies allerdings über die Multiplikation mit einem Faktor k_{mod} , welche die charakteristischen Werte in der Regel weiter verkleinert:

$$R_{d,j} = k_{\text{mod}} \cdot \frac{R_{k,j}}{\gamma_M} \quad \text{mit } j = 2 \text{ bis } 4. \quad (5-25)$$

Darin sind:

- k_{mod} werkstoffspezifischer Modifikationsfaktor für Holz und Holzwerkstoffe gemäß DIN 1052:2008 ([16]) und Eurocode 5 ([4]) unter Berücksichtigung der Lasteinwirkungsdauer und Nutzungsklasse
- γ_M von dem betrachteten Versagensmechanismus abhängiger Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgröße gemäß [16] und [4] bzw. Tabelle 5-1.

Generell gilt für Holz ein Teilsicherheitsbeiwert von 1,3, während derjenige von Stahlteilen in Holzverbindungen zu 1,1 gesetzt wird. Beim vereinfachten Verfahren nach Gleichung (5-11) und (5-13) darf für γ_M der Wert 1,1 angenommen werden. Die für die Nachweisführung notwendigen Werte für den Faktor k_{mod} sind den bekannten Tabellenwerken zu entnehmen (siehe Kapitel 5.2.3).

Tabelle 5-1: Teilsicherheitsbeiwerte γ_M nach [16]

| | | | |
|------------------------|-----|-----|-----|
| Versagensmechanismus | 2 | 3 | 4 |
| Teilsicherheitsbeiwert | 1,3 | 1,2 | 1,1 |

5.2.7 Anzustrebende Versagensmechanismen

Betrachtet man die oben beschriebenen Versagensmechanismen, fällt direkt auf, dass die Verbindungen grundsätzlich auf zwei Arten versagen können. Während die beiden ersten Versagensformen meistens schlagartig und ohne Vorankündigung durch Verformungen eintreten (siehe dazu auch Kapitel 5.4), stehen ihnen die Versagensformen 3 und 4 gegenüber, bei denen sich der Bruch der Verbindung durch plastische Verformungen des Bolzens frühzeitig ankündigt. In diesen Fällen versagt zuerst das Verbindungsmittel.

Wie bereits in Kapitel 2.3.2.1 erläutert, kann man das Auftreten von spröden Versagensformen bei einer Verbindung mit stiftförmigen Verbindungsmitteln, die auf Abscheren beansprucht werden, durch die Wahl eines entsprechend günstigen Verhältnisses von Holzdicke zu Stiftdurchmesser bei gleichzeitig ausreichend großen Lochabständen verhindern. Bei Bolzenverbindungen im Holzbau gilt diese Bedingung als eingehalten, wenn die Holzdicke mindestens dem sechsfachen des Bolzendurchmessers entspricht.

Das Prinzip der Steuerung des Versagens durch die Festlegung von Grenزشlankheiten des Bolzens und Minstdicken der zu verbindenden Teile soll nun im Folgenden auch auf das erste Versagen infolge der Überschreitung der Zugspannungen im PMMA angewendet werden. Zum einen erfolgt der Bruch im Versagensmechanismus 1 stets spontan und ohne Vorankündigung. Eine nicht ausreichend duktile Verbindung birgt immer die Gefahr des vorzeitigen Versagens ohne dass die volle Tragfähigkeit der Verbindung ausgeschöpft wird. Zum anderen benötigt die Verbindung zwischen PMMA und Holz, wie in Kapitel 2.4.1.2 dargestellt, zwingend ein duktiler Verbindungselement, damit die auftretenden Lasten innerhalb der Verbindung umgelagert werden können und so überhaupt erst auf weitere Bolzen verteilt werden können (siehe auch Kapitel 6.2). Dieser Aspekt gewinnt insbesondere dann an Bedeutung, wenn wie in dem hier untersuchten Tragsystem mehrere Bolzen hintereinander in Reihe angeordnet werden sollen. Aus diesem Grund wird eine Minstdicke für PMMA als Funktion von dem gewählten Bolzendurchmesser definiert.

Eine sehr anschauliche Art der Darstellung der unterschiedlichen Versagensmechanismen und deren Abhängigkeiten von den geometrischen und werkstoffspezifischen Randbedingungen ist das so genannte Möller- Diagramm (siehe [111] und [82]), welches im Rahmen dieser Arbeit auf die Verbindung zwischen Holz und PMMA erweitert wurde und in Abbildung 5-7 dargestellt ist. Es verdeutlicht, bei welchen geometrischen Verhältnissen der Verbindung ein bestimmter Versagensmechanismus zu erwarten ist. Mithilfe dieser grafischen Auswertung ist es zudem möglich, eine Eingrenzung der Versagensursache zur Erleichterung der Bemessung einer Verbindung vorzunehmen.

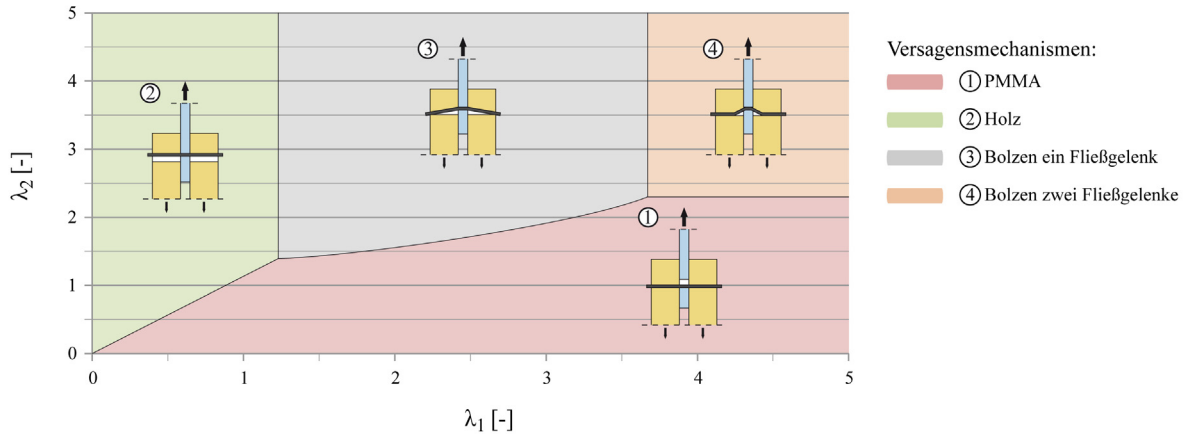


Abbildung 5-7: Erweitertes Möller- Diagramm für eine Holz- PMMA- Verbindung

Zur leichteren Handhabung werden an den beiden Achsen dimensionslose Parameter definiert, die von der Geometrie der Verbindung und den Festigkeiten der verwendeten Materialien abhängen. Sie können nach den beiden folgenden Gleichungen ermittelt werden:

$$\lambda_1 = \frac{t_H}{\sqrt{\frac{M_{y,d}}{f_{h,l,d} \cdot d_B}}} \quad (5-26)$$

und

$$\lambda_2 = \frac{t_{PMMA}}{\sqrt{\frac{M_{y,d} \cdot k}{k_{BQ} \cdot f_{t,d,PMMA} \cdot d_L \cdot \beta^*}}} \quad (5-27)$$

mit:

$$\beta^* = \frac{1}{\left(\frac{8}{\pi^2} + \frac{3}{2 \cdot \beta} \right)} \quad (5-28)$$

Für jeden Punkt des Diagramms ist nun mit seinen entsprechenden Parametern λ_1 und λ_2 festgelegt, wie sich der zugehörige Bemessungswert der Tragfähigkeit berechnen lässt. Bei dem erweiterten Möller- Diagramm fällt auf, dass ab einem λ_2 - Wert von 2,3 kein Lochleibungsversagen mehr im PMMA auftritt und es vorher stets zu einem Bolzenfließen (Versagensform 3 oder 4) kommt. Daraus kann auf die Mindestdicke der PMMA- Scheibe wie folgt geschlossen werden:

$$t_{PMMA,req} = 2,3 \cdot \sqrt{\frac{M_{y,d} \cdot k}{k_{BQ} \cdot f_{t,d,PMMA} \cdot d_L \cdot \beta^*}} \quad (5-29)$$

Definiert man nun noch einen Standardfall, bei dem PMMA der Bohrlochgüte II ($A_{\text{mod}} = 1$) mit einem Bolzen der Güte 3.6 ohne Lochspiel verwendet wird und die Randabstände mindestens $5 \cdot d_B$ betragen, lässt sich die Mindeststärke nach einer einfachen Gleichung berechnen:

$$t_{\text{PMMA,req}} = 3,06 \cdot d_B^{0,8}. \quad (5-30)$$

Für andere PMMA- und Bolzengüten lässt sich die Mindestdicke folgendermaßen abschätzen:

$$t_{\text{PMMA,req}} = 3,06 \cdot d_B^{0,8} \cdot \sqrt{\frac{f_{u,k} \cdot 72 \cdot \gamma_{M,\text{PMMA}}}{k_{BQ} \cdot f_{t,k,\text{PMMA}} \cdot 300 \cdot 1,1}} \approx 1,2 \cdot d_B^{0,8} \cdot \sqrt{\frac{f_{u,k} \cdot \gamma_{M,\text{PMMA}}}{k_{BQ} \cdot f_{t,k,\text{PMMA}}}}. \quad (5-31)$$

Als Übersichtsregel kann eine Mindestdicke der PMMA- Scheibe von $2,5 \cdot d_B$ (für eine Bolzengüte 3.6) bis $3 \cdot d_B$ (für eine Bolzengüte 4.6) angegeben werden.

Als Erweiterung des in Kapitel 5.2.2 vorgestellten vereinfachten Nachweisverfahren nach DIN 1052:2008 ([16]) kann nun unter Verwendung der Gleichungen (5-29) und (5-11) bis (5-13) die folgende vereinfachte Bemessungsgleichung für eine Holz- PMMA- Verbindung aufgestellt werden:

$$R_{d,\text{red}} = R_{d,4} \cdot \min \left\{ \frac{t_H}{t_{H,\text{req}}}, \frac{t_{\text{PMMA}}}{t_{\text{PMMA,req}}} \right\}. \quad (5-32)$$

Auf eine Erhöhung der Tragfähigkeit infolge des Einhängeeffektes nach Kapitel 5.2.5 wird bei der Betrachtung verzichtet. Möchte man diesen bei der Berechnung berücksichtigen, sollte man das genauere Verfahren verwenden.

Abbildung 5-8 zeigt die beschriebene lineare Abminderung anhand von zwei Beispielen. Dabei wird die Stärke der PMMA- Scheibe jeweils konstant gehalten, während die Tragfähigkeit der Verbindung in Abhängigkeit von der veränderlichen Holzdicke dargestellt wird. Bei der beispielhaften Verbindung kommt Nadelholz der Festigkeitsklasse C24 ($k_{\text{mod}} = 0,8$) zur Anwendung. Außerdem wird ein Passbolzen der Stahlgüte 3.6 mit einem Durchmesser von 12 mm ohne Lochspiel im PMMA eingebaut. Es wird ein PLEXIGLAS® XT ($A_{\text{mod}} = 1,0$) mit einer Bohrung in guter Qualität (Bohrlochgüte II) verwendet. Die Randabstände von $5 \cdot d_B$ sind überall eingehalten. Während die geforderte Mindestdicke von 22 mm für das PMMA bei dem linken Diagramm mit 25 mm eingehalten ist, wird sie bei dem Beispiel auf der rechten Seite mit 20 mm leicht unterschritten.

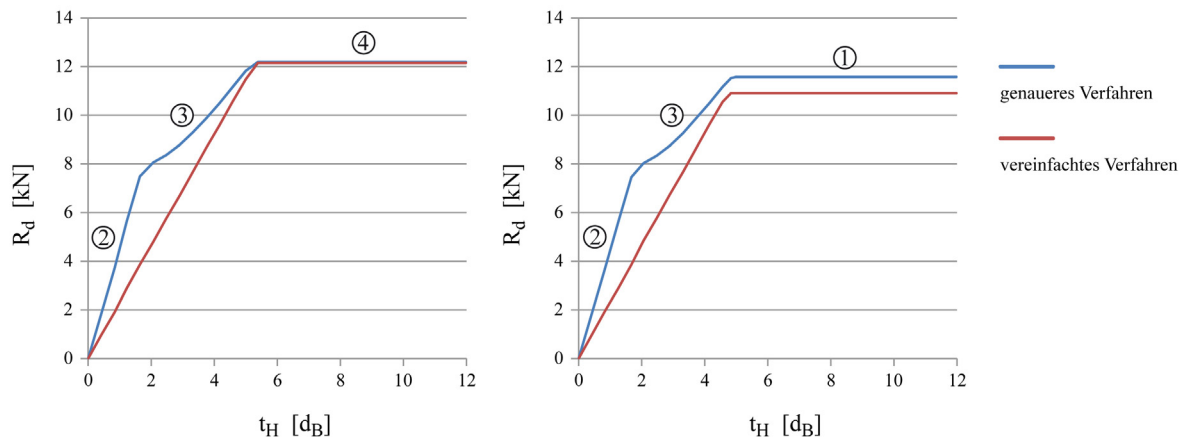


Abbildung 5-8: Tragfähigkeit R_d in Abhängigkeit von der Holzdicke t_H ,
links: $t_{PMMA} > t_{PMMA,req}$, rechts: $t_{PMMA} < t_{PMMA,req}$

Die obere Linie stellt den Verlauf nach den Gleichungen des genaueren Verfahrens dar. In dem ersten, linearen Bereich kommt es zu einem reinen Lochleibungsversagen im Holz ohne ein Plastizieren im Bolzen. Mit ansteigender Kurve, d.h. zunehmender Holzdicke bildet sich dann im zweiten Bereich ein Fließgelenk aus. Bei Erreichen der Mindestholzdicke kommt es nun darauf an, ob die Mindestdicke in der PMMA- Scheibe ebenfalls eingehalten ist. Ist dies, wie links dargestellt, der Fall, kommt es zur Ausbildung zweier Fließgelenke. In dem Fall, dass das PMMA eine geringere Stärke hat, wird nun der erste Versagensfall maßgebend und die Tragfähigkeit der Verbindung erreicht einen geringeren Wert.

An dem in Abbildung 5-8 dargestellten Beispiel ist zu erkennen, dass das vereinfachte Nachweisverfahren mit einer linearen Abminderung der Tragfähigkeit bei bestimmten Randbedingungen erheblich von der genaueren Berechnung abweichen kann. Es liefert allerdings immer konservative Ergebnisse. Die Abweichung der Tragfähigkeiten im Bereich des PMMA- Versagens in der rechten Abbildung kommt daher, dass der oben abgelesene Mindestwert für λ_2 für manche Geometrien deutlich auf der sicheren Seite liegt (siehe Abbildung 5-7 für kleine Werte von λ_1).

In einem weiteren Beispiel wird nun bei ansonsten gleichen Randbedingungen die Dicke der PMMA- Scheibe variiert, während die Holzdicke jeweils konstant gehalten wird. Abbildung 5-9 zeigt die Tragfähigkeiten der Verbindung bezogen auf die Dicke der PMMA- Scheibe. Dabei liegt die Holzdicke auf der rechten Seite mit 50 mm wieder unterhalb der Mindestholzdicke von 63 mm, während sie auf der linken Seite mit 70 mm eingehalten ist.

Auch bei diesen Beispielen wird deutlich, dass die Ergebnisse in weiten Bereichen sehr gut übereinstimmen, das vereinfachte Verfahren jedoch teilweise auf der sicheren Seite liegt. Unabhängig von dem gewählten Berechnungsverfahren sollte darauf geachtet werden, dass ein duktils Verhalten der Verbindung durch die Wahl einer entsprechenden PMMA- Dicke sichergestellt ist. Die Anforderungen der Gleichungen (5-29) bis (5-31) sollten daher nach Möglichkeit stets eingehalten sein.

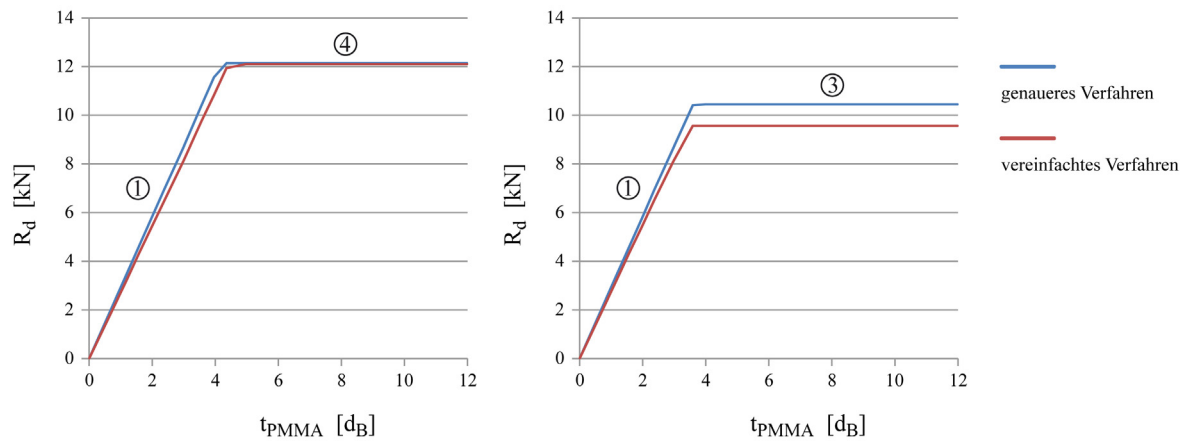


Abbildung 5-9: Tragfähigkeit R_d in Abhängigkeit von der Dicke der PMMA- Scheibe t_{PMMA} ,
links: $t_{Holz} > t_{Holz,req}$, rechts: $t_{Holz} < t_{Holz,req}$

Als gute Abschätzformeln für die Wahl eines geeigneten Bolzendurchmessers für eine bestimmte Verbindung aus Holz und PMMA scheinen die folgenden Gleichungen auf Grundlage der angestellten Untersuchungen empfehlenswert:

$$d_B \leq \frac{t_{PMMA}}{3} \quad (5-33)$$

und

$$d_B \leq \frac{t_H}{6} . \quad (5-34)$$

5.3 Überprüfung des Ansatzes mithilfe der FEM

Da es aufgrund des Bauteilkontaktes in der Verbindung zwischen Holz und PMMA nicht ohne weiteres möglich ist, Dehnungen an der Oberfläche der PMMA- Scheibe während der Durchführung eines Versuchs im Bereich der Bohrung zu erfassen, wird im Folgenden das dreidimensionale Finite- Element- Modell der PMMA- Scheibe aus Kapitel 4.3 auf eine zweischnittige Verbindung mit zwei Hölzern erweitert. Ziel der numerischen Untersuchungen ist es, zu kontrollieren, inwiefern sich die maßgebenden Spannungen in der PMMA- Scheibe durch die nachgiebige Verbindung mit Holz verändern. Dazu wird ein später in Kapitel 5.4 noch näher beschriebener Probekörper (NH-XT-60-25-12-01), der für Zugscherversuche verwendet wurde, simuliert. Bei dem untersuchten Probekörper lagen die Tragfähigkeiten nach allen vier Versagensmechanismen gemäß Kapitel 5.2 ziemlich nahe beieinander. Versagensmechanismus 3 liefert allerdings mit etwas über 12 kN den kleinsten und somit maßgebenden Bemessungswert. Es kommt also zum Plastizieren des Stahlbolzens, was wie schon in Kapitel 4.3 wieder durch ein nichtlineares Materialverhalten erfasst wird. Modelliert wird eine Bolzenlast von 14 kN. Abbildung 5.10 zeigt einige wichtige Komponenten des numerischen Modells der zweischnittigen Holz- PMMA- Bolzenverbindung.

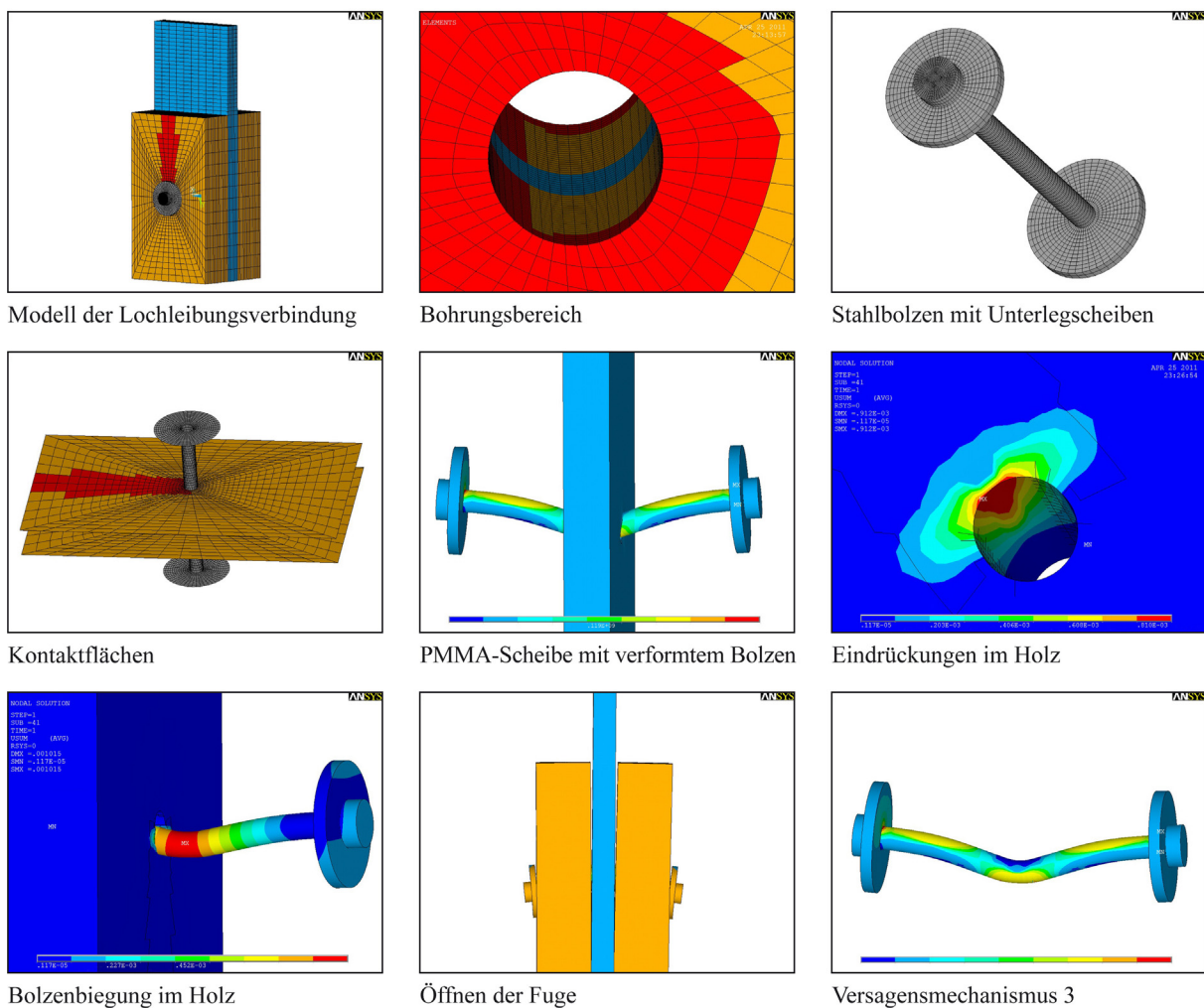


Abbildung 5-10: FE- Modell der zweischnittigen Holz- PMMA- Bolzenverbindung

Als zusätzliche Herausforderung bei der Modellierung der Verbindung kommt nun noch die Wahl eines geeigneten Materialgesetzes für Holz hinzu. Zum einen weist Holz ein orthotropes Werkstoffverhalten mit richtungsabhängigen Steifigkeits- und Festigkeitseigenschaften auf und zum anderen besitzt es ein linear-elastisches Last-Verformungsverhalten bei Zugbeanspruchung aber ein nichtlineares Verhalten bei Beanspruchung auf Druck. Es ist jedoch nicht möglich, alle diese spezifischen Eigenschaften des Holzes durch ein Materialgesetz im Finite- Elemente- Modell abzubilden. Das orthotrope Materialverhalten kann entweder mit einem nichtlinearen oder einem linear-elastischen Lastverformungsverhalten kombiniert werden. In Anlehnung an das Vorgehen von Bejtka in [40] werden den einzelnen Holzelementen je nach Druck- oder Zugbeanspruchung zwei verschiedene Materialeigenschaften zugewiesen. Dazu muss allerdings zuvor das Vorzeichen der Spannung für jedes Element aus Vorabberechnungen mit einem vereinfachten Modell bekannt sein.

Auf der der Last zugewandten Seite des Bolzens herrschen Druckspannungen vor, während auf der entgegengesetzten Seite vorwiegend mit Zugspannungen zu rechnen ist. Außerdem wird zusätzlich im Kontaktbereich unterhalb der Unterlegscheibe eine senkrecht zur Holzfaser aufgebrachte Druckbeanspruchung erwartet und folglich den oberflächennahen Elementen das bilineare Materialverhalten mit einem linear-elastischen und einem ideal plastischen Bereich zugewiesen. In Abbildung 5-10 können in der oberen Reihe anhand der Rot- bzw. Orangefärbung die beiden Materialeigenschaften identifiziert werden. Bei den Elementen, die sich im Druckbereich befinden, ist nach dem Erreichen der Lochleibungsfestigkeit von Holz bei zunehmender Stauchung kein Lastzuwachs mehr möglich. Aufgrund der Konstellation des zusammengesetzten Biegeträgers aus Holz und PMMA kann davon ausgegangen werden, dass die Kraft vorwiegend in Faserrichtung wirkt. Daher wird das orthotrope Materialgesetz dementsprechend formuliert.

Zusätzlich zu den Kontaktbereichen zwischen Bolzen und PMMA- Scheibe im Bereich der Bohrung werden in diesem Modell noch weitere Kontaktpaare definiert. Zum einen gibt es Kontaktflächen zwischen der PMMA- Scheibe und den beiden Seitenhölzern. Hier wird auf der sicheren Seite liegend auf den Ansatz von Reibung verzichtet. Zum anderen erfolgt die Übertragung der Kräfte zwischen dem Bolzen und den Bohrungsrändern im Holz ebenfalls mit Kontaktelementen. Auch hier wird auf die Reibung verzichtet, da an den beiden Bolzenenden jeweils eine Unterlegscheibe modelliert wird, die ein Einziehen des Bolzens in das Bohrloch verhindert und damit den Einhängeeffekt der Verbindung aktiviert. Auch zwischen der Unterlegscheibe und der Oberfläche des Holzes gibt es ein weiteres Kontaktpaar (siehe Abbildung 5-10, Mitte – links).

Ein wesentliches Ergebnis der Berechnungen sind die Hauptspannungen in der PMMA- Scheibe. Besonders interessant ist hierbei wieder der Bereich nahe der Lochbohrung. In Abbildung 5-11 sind die Hauptspannungen aus der gegebenen Bolzenbeanspruchung dargestellt. Links findet man die Hauptdruckspannungsverteilung, die wie zuvor ihr Maximum in Lastrichtung aufweist. Allerdings fällt jetzt deutlich auf, dass sich die Spannungen aufgrund der zunehmenden Bolzenbiegung an den äußeren Kanten der PMMA- Scheibe konzentrieren und nicht mehr wie in Kapitel 4.3 in der Scheibenmitte am größten sind.

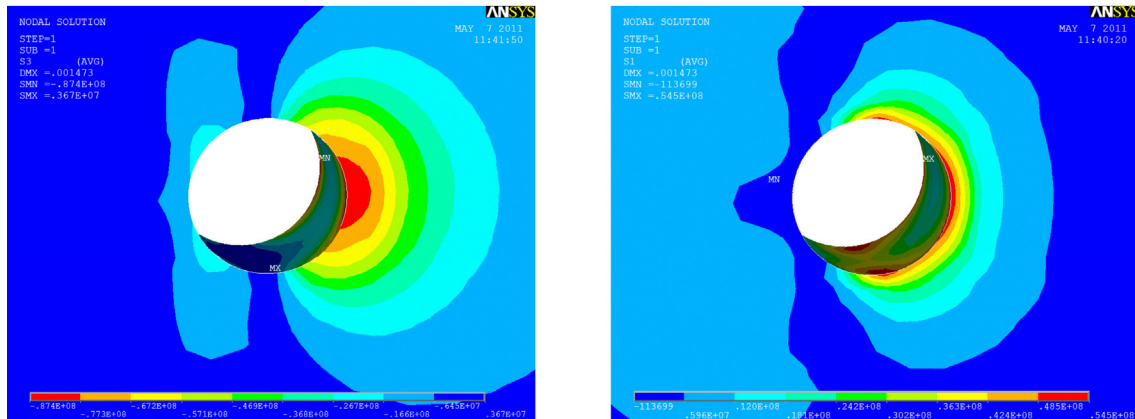


Abbildung 5-11: Hauptspannungen im Bereich der Bohrung im PMMA, links: Druckspannungen, rechts: Zugspannungen

Ähnlich verhält es sich auch mit den Zugspannungen (Abbildung 5-11, rechts). Auch diese werden in der Nähe der Scherfuge zum Holz am größten. Zusätzlich zu den bisher bekannten Spannungsspitzen senkrecht zur Lastrichtung treten jetzt auch kleine stark beanspruchte Zugbereiche in Lastrichtung auf. Diese sind nur an der direkten Oberfläche der Scheibe vorhanden und können auch mit der speziellen Modellierung der Holzeigenschaften zusammenhängen. Trotzdem sollen diese Spannungsspitzen bei der Bemessung der Scheibe berücksichtigt werden.

Deshalb werden im Folgenden die Verläufe der Spannungen am Bohrlochrand in der PMMA-Scheibe ähnlich wie in Kapitel 4.3.6 in drei verschiedenen Ebenen dargestellt. Abbildung 5-12 zeigt zunächst die Verläufe der Radialspannungen für die entsprechenden z-Koordinaten und vergleicht diese mit der analytischen Lösung. Die Ergebnisse bestätigen die Annahme, dass sich der Bolzendruck bei einer nachgiebigen Verbindung zum Holz und der damit einhergehenden Ausbildung eines Fließgelenkes an der Kante der PMMA-Scheibe deutlich an der Oberfläche der Scheibe konzentriert und die Druckspannungen die Werte der analytischen Berechnungen sogar um fast 50 Prozent übertreffen. Diese Spannungsüberhöhung muss ggf. später in dem Bemessungskonzept für Holz- PMMA-Verbindungen eine Berücksichtigung finden (siehe Kapitel 5.5).

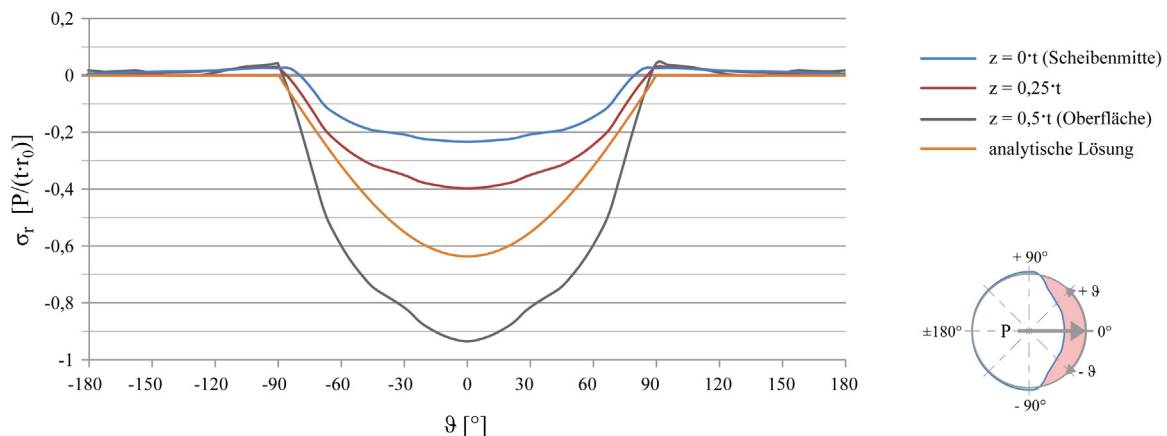


Abbildung 5-12: Radialspannungen am Bohrungsrand der PMMA- Scheibe

Der Verlauf der Zugspannungen im kritischen Restquerschnitt ist Abbildung 5-13 zu entnehmen. Auch hier werden die Spannungsverläufe für verschiedenen z -Koordinaten und nach der analytischen Lösung gegenübergestellt.

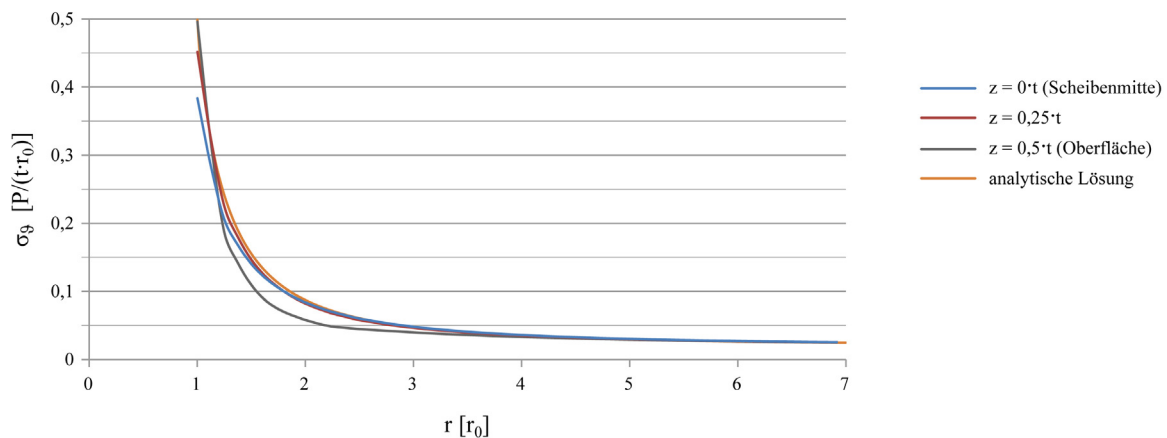


Abbildung 5-13: Tangentialspannungen im kritischen Restquerschnitt der PMMA-Scheibe

Man kann klar erkennen, dass die Ergebnisse der analytischen Lösung die größten Spannungen liefern und damit leicht auf der sicheren Seite liegen. Allerdings wird in dieser Darstellung nicht deutlich, dass das Spannungsmaximum nicht mehr unter einem Winkel von 90 Grad auftritt sondern in Richtung des Lastübertragungspunktes bei $\vartheta = 0^\circ$ verschoben ist. Abbildung 5-14 verdeutlicht diesen Effekt, indem sie den Verlauf der Tangentialspannungen am Bohrungsrand für drei verschiedene z -Koordinaten mit der analytischen Lösung vergleicht.

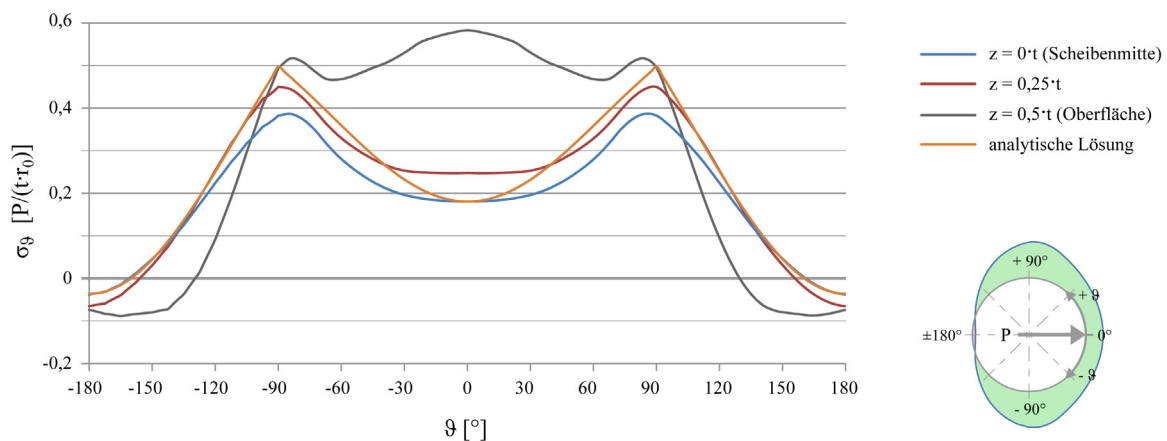


Abbildung 5-14: Tangentialspannungen am Bohrungsrand der PMMA-Scheibe

Die Überprüfung des Ansatzes für die Zugspannungen im PMMA unter Berücksichtigung der verstärkten Bolzenbiegung infolge seiner weichen plastischen Bettung im Holz bestätigt die Untersuchungen in Kapitel 4.3.6, wonach die Spannungen an der Oberfläche bei größer werdender Bolzenschlankheit ebenfalls zunehmen (vgl. Abbildung 4-62). Im vorliegenden Fall erreichen die Spannungen an der Oberfläche sogar ihr Maximum und nehmen zur Scheibenmittelfläche hin merklich ab.

Einerseits zeigt sich, dass die Spannungsspitzen zwar lediglich an der Oberfläche der Scheibe auftreten, während sie in der Ebene $z = 0,25 \cdot t$ schon vollkommen abgeklungen sind. Trotzdem überschreiten sie die Spannungen aus der analytischen Lösung um mehr als 15 Prozent. Dieser Effekt kann im Bemessungskonzept für eine Holz- PMMA- Verbindung durch ein Justieren des Beiwertes zur Berücksichtigung des Einflusses der Bolzenschlankheit angerechnet werden. Es wird vorgeschlagen, den Beiwert k_{Bo} für eine nachgiebige Verbindung mit Holz von 1,08 auf 1,25 zu erhöhen. Allerdings sollte dieser Beiwert durch eine Parameterstudie an verschiedenen Verbindungsgeometrien verifiziert werden (vgl. Kapitel 5.4.3).

Die Last wurde im numerischen Modell in 41 Lastschritten aufgebracht, so dass es möglich ist, für die untersuchte Verbindung ein Last-Verformungsdiagramm unter Berücksichtigung des nichtlinearen Materialverhaltens aufzuzeichnen. In Abbildung 5-15 werden dem mithilfe des FE- Modells ermittelten Verlauf die Aufzeichnungen aus drei Versuchen mit Probekörpern gleicher Geometrie gegenübergestellt. Dabei ist allerdings zu beachten, dass die Versuche weggesteuert durchgeführt werden und bis zum Bruch gefahren werden. Außerdem kommt es im Versuch zu deutlich höheren Bruchlasten als die im Modell anhand der Bemessungswerte abgeschätzte Bolzenlast von 14 kN.

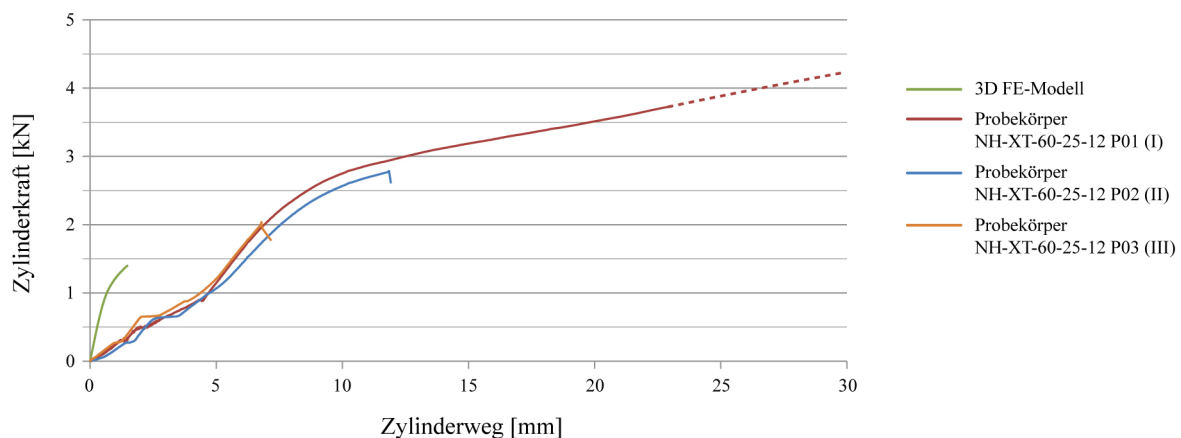


Abbildung 5-15: Lastverformungsdiagramm – Vergleich Versuch und FEM

Der im Anfangsbereich bis zu einem Zylinderweg von etwa 5 mm aufgezeichnete flachere Bereich der Prüfkurve resultiert aus den maschinenbedingten Randbedingungen des Versuchs. Berücksichtigt man dies, ist die Übereinstimmung der Kurven recht gut. Allerdings wird die Steifigkeit der Verbindung in der numerischen Berechnung etwas überschätzt. Außerdem ist hier schon etwas früher als in den dargestellten Versuchen ein Fließen des Bolzens zu erkennen.

5.4 Zugscherversuche Holz- PMMA- Holz

5.4.1 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Um eine qualifizierte Beurteilung des Trag- und Verformungsverhaltens einer zweiseitigen Bolzenverbindung zwischen Holz und PMMA zu ermöglichen und damit die bisher angestellten Überlegungen zu überprüfen, wird der zuvor verwendete Versuchsaufbau, wie in Abbildung 5-16 dargestellt, modifiziert. Anschließend werden 192 Lochleibungsversuche in Prüfserien zu jeweils drei Holz- PMMA- Probekörpern unterschiedlicher Geometrie durchgeführt. Bei der Durchführung der Versuche wird die PMMA- Scheibe oben eingespannt und dann weggesteuert mit einer Geschwindigkeit von 3 mm/min nach oben gezogen. Demgegenüber werden die beiden Seitenhölzer durch zwei mit justierbaren Gewindestangen fixierte Stahlplatten in Position gehalten, so dass es zu einer Scherbeanspruchung der Bolzenverbindung kommt. Die Versuchskörper werden mit der Universalprüfmaschine bis zum Versagen der Verbindung geprüft.

Es werden PMMA- Scheiben aus extrudiertem PLEXIGLAS® und aus PLEXIGLAS® Resist untersucht, während für das Holz jeweils Nadelholz der Festigkeitsklasse C24 verwendet wird. Die Stahlgüte des Bolzens wird zwischen 4.6/4.8 und vereinzelt 8.8 variiert. Durch ein Justieren der vier Gewindestangen beim Einbau der Probekörper können mögliche Fehlerquellen wie Einspannungseffekte oder Exzentrizitäten bei der Durchführung der Versuche minimiert werden. Weitere Details zum Versuchsaufbau können [88] entnommen werden.



Abbildung 5-16: Versuchsaufbau, links: Prinzipskizze, Mitte / rechts: Versuchsdurchführung

Zunächst werden nur Lochleibungsverbindungen mit einem Bolzen untersucht. In Kapitel 6.2.5 werden später auch noch Versuche mit mehreren Bolzen beschrieben. Die Bauteilabmessungen der Probekörper werden in Abbildung 5-17 anhand von wichtigen Geometrieparametern definiert. Alle PMMA- Probekörper wurden wie zuvor von der Firma Evonik Röhm GmbH hergestellt, bearbeitet und angeliefert. Nach einer Beurteilung der Bohrlochqualitäten wurden die einzelnen Scheiben in einer Zimmerei mit den zugehörigen Hölzern durch Bolzen verbunden.

Der Abstand zwischen dem Bolzen und dem belasteten Hirnholzende entspricht bei allen Probekörpern mindestens dem Siebenfachen des Bolzendurchmessers, um auf diese Weise den Randabstand parallel zur Last- und Faserrichtung gemäß der aktuellen Normung immer einzuhalten.

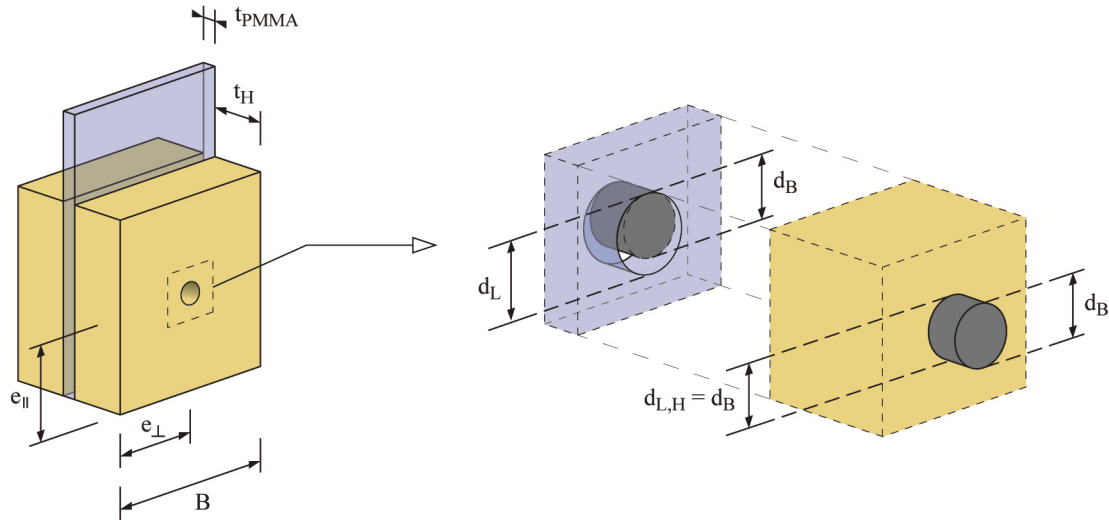


Abbildung 5-17: Geometrie der Probekörper aus Holz und PMMA für die Zugscherversuche

Außerdem werden hierdurch Einflüsse aus der Reibung zwischen den Lasteinleitungsplatten und dem Hirnholz auf die untersuchte Verbindung minimiert. Die auftretende Reibung behindert eine Querdehnung im Holz am Hirnholzende und reduziert damit an dieser Stelle Zugbeanspruchungen senkrecht zur Holzfaser, die sonst zum Aufspalten des Holzes führen können.

Die gewählten Abmessungen der jeweiligen Probekörper können dem Versuchsprogramm in den beiden nachfolgenden Tabellen für die einzelnen Prüfserien entnommen werden. Die verwendeten Scheibendicken für die PMMA- Bauteile werden zwischen 6 und 25 mm variiert, der Bolzendurchmesser zwischen 5 und 20 mm. Die Stärke der beiden Seitenhölzer liegt zwischen 15 und 160 mm, wobei in einem Probekörper immer jeweils beidseitig der gleiche Holzquerschnitt vorgesehen wird.

Während Tabelle 5-2 einen Überblick über die untersuchten Proben aus Nadelholz und PLEXIGLAS[®] XT gibt, beinhaltet Tabelle 5-3 diejenigen, bei denen PLEXIGLAS[®] Resist verwendet wurde. Von der ersten Gruppe wurden insgesamt 163 Probekörper untersucht.

Tabelle 5-2: Versuchsreihen der Bolzenverbindungen aus extrudiertem PMMA und Nadelholz

| Serie | Anzahl | t_H | t_{PMMA} | B | e_{\perp} | e_{\parallel} | d_B / d_L |
|-----------------|--------|-------|------------|------|-------------|-----------------|-------------|
| | [-] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] |
| NH-XT-160-25-20 | 3 | 160 | 25 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-160-25-16 | 3 | 160 | 25 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-160-25-12 | 3 | 160 | 25 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-160-20-20 | 3 | 160 | 20 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-160-20-16 | 3 | 160 | 20 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-160-20-12 | 3 | 160 | 20 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-160-15-20 | 3 | 160 | 15 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-160-15-16 | 3 | 160 | 15 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-160-15-12 | 3 | 160 | 15 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-160-10-20 | 3 | 160 | 10 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-100-25-20 | 3 | 100 | 25 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-100-25-16 | 3 | 100 | 25 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-100-25-12 | 3 | 100 | 25 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-100-20-20 | 3 | 100 | 20 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-100-20-16 | 3 | 100 | 20 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-100-20-12 | 3 | 100 | 20 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-100-15-20 | 3 | 100 | 15 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-100-15-16 | 3 | 100 | 15 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-100-15-12 | 3 | 100 | 15 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-100-10-20 | 3 | 100 | 10 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-100-10-16 | 6 | 100 | 10 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-100-10-12 | 6 | 100 | 10 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-85-25-20 | 1 | 85 | 25 | 120 | 60 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-85-25-18 | 1 | 85 | 25 | 120 | 60 | 140 | 18 / 19 |
| NH-XT-85-25-16 | 1 | 85 | 25 | 120 | 60 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-85-25-10 | 1 | 85 | 25 | 120 | 60 | 140 | 10 / 11 |
| NH-XT-85-10-10 | 1 | 85 | 10 | 72 | 36 | 84 | 10 / 11 |
| NH-XT-85-10-8 | 1 | 85 | 10 | 72 | 36 | 84 | 8 / 9 |
| NH-XT-85-10-6 | 1 | 85 | 10 | 72 | 36 | 84 | 6 / 7 |
| NH-XT-85-10-5 | 1 | 85 | 10 | 72 | 36 | 84 | 5 / 6 |
| NH-XT-60-25-20 | 3 | 60 | 25 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-60-25-16 | 3 | 60 | 25 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-60-25-12 | 3 | 60 | 25 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-60-20-20 | 3 | 60 | 20 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-60-20-16 | 6 | 60 | 20 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-60-20-12 | 3 | 60 | 20 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |

| | | | | | | | |
|----------------|---|----|----|-----|----|-----|---------|
| NH-XT-60-15-20 | 3 | 60 | 15 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-60-15-16 | 3 | 60 | 15 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-60-15-12 | 3 | 60 | 15 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-60-10-20 | 3 | 60 | 10 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-60-10-16 | 3 | 60 | 10 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-60-10-12 | 9 | 60 | 10 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-30-15-20 | 3 | 30 | 15 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-30-15-16 | 3 | 30 | 15 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-XT-30-15-12 | 3 | 30 | 15 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-30-10-20 | 3 | 30 | 10 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-XT-30-10-12 | 3 | 30 | 10 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-XT-25-8-8 | 3 | 25 | 8 | 100 | 50 | 140 | 8 / 9 |
| NH-XT-25-8-6 | 2 | 25 | 8 | 100 | 50 | 140 | 6 / 7 |
| NH-XT-25-6-8 | 3 | 25 | 6 | 100 | 50 | 140 | 8 / 9 |
| NH-XT-25-6-6 | 3 | 25 | 6 | 100 | 50 | 140 | 6 / 7 |
| NH-XT-15-8-8 | 3 | 15 | 8 | 100 | 50 | 140 | 8 / 9 |
| NH-XT-15-8-6 | 3 | 15 | 8 | 100 | 50 | 140 | 6 / 7 |
| NH-XT-15-6-8 | 3 | 15 | 6 | 100 | 50 | 140 | 8 / 9 |
| NH-XT-15-6-6 | 3 | 15 | 6 | 100 | 50 | 140 | 6 / 7 |

Dazu kommen die 29 Probekörper aus schlagzäh modifiziertem PMMA in der zweiten Gruppe. Die Zuordnung der Bohrlochgüten für die einzelnen Prüfserien findet sich in Anhang A.6, Tabellen A.6-1 und A.6-2.

Tabelle 5-3: Versuchsreihen der Bolzenverbindungen aus modifiziertem PMMA und Nadelholz

| Serie | Anzahl [-] | t _H [mm] | t _{PMMA} [mm] | B [mm] | e _⊥ [mm] | e [mm] | d _B / d _L [mm] |
|-----------------|---------------|------------------------|---------------------------|-----------|------------------------|-------------------------|---|
| NH-RS-160-10-16 | 3 | 160 | 10 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-RS-160-10-12 | 3 | 160 | 10 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-RS-100-10-20 | 3 | 100 | 10 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-RS-100-10-12 | 3 | 100 | 10 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |
| NH-RS-60-10-20 | 3 | 60 | 10 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-RS-60-10-12 | 2 | 60 | 10 | 72 | 36 | 84 | 12 / 13 |
| NH-RS-30-10-20 | 3 | 30 | 10 | 160 | 80 | 140 | 20 / 21 |
| NH-RS-30-10-16 | 6 | 30 | 10 | 160 | 80 | 140 | 16 / 17 |
| NH-RS-30-10-12 | 3 | 30 | 10 | 160 | 80 | 140 | 12 / 13 |

Die Abmessungen der Probekörper werden im Rahmen dieser Untersuchungen so gewählt, dass ein Versagen der PMMA- Scheibe für die Mehrzahl der durchgeführten Versuche maßgebend wird oder die errechnete Tragfähigkeit dieser Versagensform nicht weit über der in diesem Fall maßgebenden Tragfähigkeit liegt. Damit erhält man als Ergebnis der Versuche in erster Linie eine Aussage über das Verhalten der PMMA- Scheibe in der Verbindung mit Holz. Das Verhalten der anderen Komponenten ist bereits in einer großen Zahl wissenschaftlicher Arbeiten hinreichend untersucht worden.

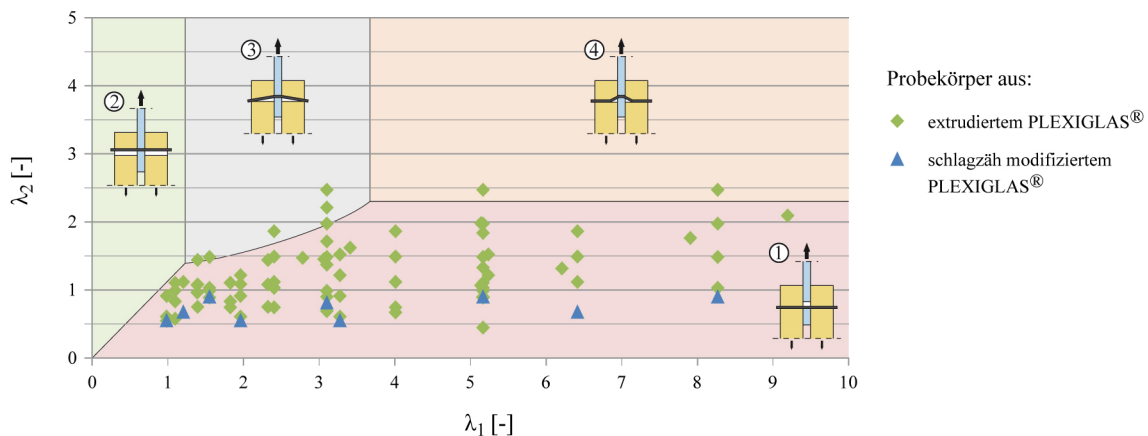


Abbildung 5-18: Prognostizierte Versagensmechanismen für die Proben

Eine Darstellung der für die einzelnen Probekörper zu erwartenden Versagensformen ist Abbildung 5-18 zu entnehmen. Dabei wurde jeder Versuch anhand der zugehörigen Parameter λ_1 und λ_2 als Punkt in das erweiterte Möller-Diagramm von Kapitel 5.2.7 eingetragen. Es ist gut zu erkennen, dass für die allermeisten Proben ein λ_2 –Wert kleiner 2,3 festgelegt wurde, um so ein frühes PMMA- Versagen zu provozieren. Die Erwartungswerte der Tragfähigkeiten sind unter Berücksichtigung der einzelnen Versagensmechanismen für alle Versuchskörper in Anhang 7, Tabellen A.7-1 und A.7-2 zusammengestellt.

5.4.2 Charakteristische Bruchbilder

Vor der Durchführung der Versuche wurde für jede Probe mithilfe des im Kapitel 5.2 vorgestellten Berechnungsverfahrens festgelegt, auf welche Weise sie voraussichtlich versagen wird. In allen Fällen konnte die Vorhersage anhand der Versuche qualitativ bestätigt werden. Erwartungsgemäß kam es bei fast allen Proben zum endgültigen Versagen d.h. zur vollständigen Zerstörung des Anschlusses durch einen Wangenbruch in der PMMA- Scheibe, da die gewählten Abmessungen der Probekörper entsprechend festgelegt worden waren. Jedoch kam es bei etlichen Proben schon vorher zu erheblichen Verformungen der Verbindungsmittel und Schädigungen in den Holzbauteilen, die bereits als ein Versagen des Probekörpers zu bewerten waren.

Insgesamt konnten die prognostizierten Versagensmechanismen aus Abbildung 5-18 auch jeweils tatsächlich beobachtet werden. Die Bruchbilder bestätigen insofern das vorgestellte Berechnungsmodell.

In den folgenden Abbildungen werden die vier aufgetretenen Versagensarten anhand ihrer charakteristischen Bruchbilder beschrieben. In Abhängigkeit von der gewählten Anschlussgeometrie und Materialfestigkeit traten auch Kombinationen aus den unterschiedlichen Versagensmodi auf, wenn die Versagenslasten der einzelnen Modi sehr nahe beieinander lagen.



Abbildung 5-19: Versagensmechanismus 1: PMMA, links: Prinzipskizze, Mitte: Wabenbruch in der PMMA- Scheibe, rechts: Rissursprung am Bohrloch

Bei vergleichsweise großem Bolzendurchmesser und großer Holzdicke wird die Zugfestigkeit von PMMA immer maßgebend für die Bemessung und versagt folglich als erstes (siehe Abbildung 5-19). Das beobachtete Versagen der PMMA- Scheibe unterscheidet sich dabei grundsätzlich nicht wesentlich von dem in Kapitel 4.4 beschriebenen spontanen Wabenbruch infolge der erhöhten Zugspannung am Kerbgrund bei einer einzeln mit Stahllaschen geprüften PMMA- Scheibe. Allerdings kommt es infolge seiner weicheren Bettung im Holz zu größeren Verformungen des Bolzens. Obwohl der verbogene Stift dadurch konzentrierter auf die Kante des Bohrlochs im PMMA drückt, scheint sich seine weiche Bettung vorteilhaft auf die Tragfähigkeit der PMMA- Scheibe auszuwirken. Die Folge sind Bruchlasten, die höher als die zuvor analytisch bestimmten Werte sind.

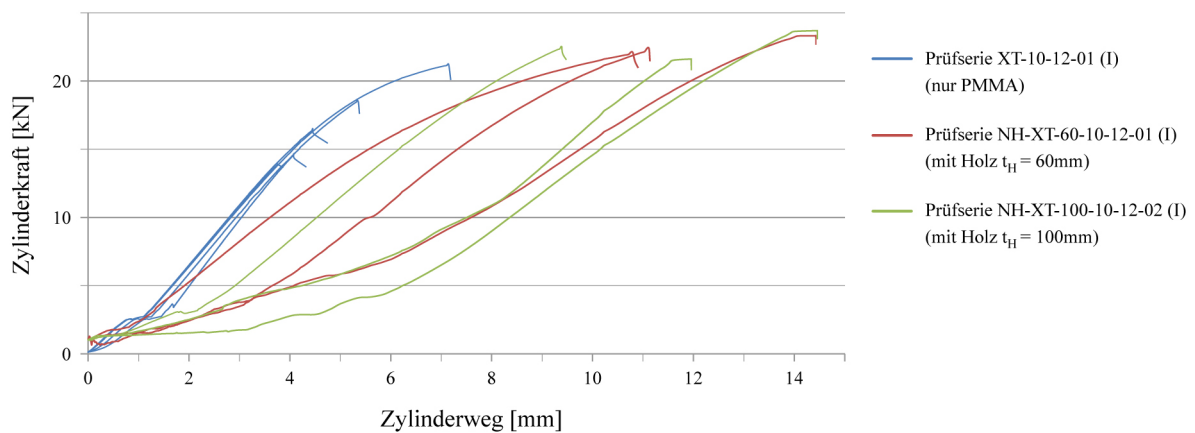


Abbildung 5-20: Vergleich der Last-Verformungskurven der Prüfserien NH-XT-60-10-12-01 und NH-XT-100-10-12-02 mit Prüfsérie XT-10-12-01 aus der reinen Lochleibungsuntersuchung

Ein Vergleich der in Abbildung 5-20 dargestellten Last-Verformungskurven für die Prüfserien NH-XT-60-10-12-01 und NH-XT-100-10-12-02 mit der entsprechenden Prüfserie aus dem reinen PMMA- Lochleibungsversuch ohne Holz aus Kapitel 4.4 zeigt, dass zum einen die Steifigkeit der Verbindung aufgrund der Nachgiebigkeit geringer wird. Zum anderen kann man zum Teil aber deutlich höhere Bruchlasten ablesen, obwohl die ausgewählten Vergleichsprobekörper schon zu denjenigen mit den höchsten Versagenslasten gehörten.



Abbildung 5-21: Versagensmechanismus 2: Holz, links: Prinzipskizze, Mitte: aufgerissener Holzquerschnitt, rechts: Aufspalten des Holzes als Folge des Bolzendrucks

Bei einer Überschreitung der Lochleibungsfestigkeit des Holzes an der Bolzenkontaktstelle kommt es zunächst zu kleinen und später zu größeren Eindrückungen des Bolzens in das Holz. Eine weitere Laststeigerung führt schließlich bei einigen Probekörpern zum ein- oder beidseitigen Aufreißen des kompletten Holzquerschnitts (siehe Abbildung 5-21). Da es sich bei diesem Versagensmechanismus ähnlich wie bei dem zuvor beschriebenen um einen schlagartigen Bruch ohne Vorankündigung durch größere Verformungen handelt, sollte man diesen eher durch konstruktive Maßnahmen (Mindestholzdicke) vermeiden.

In den hier beobachteten Fällen kam es meistens vor dem Aufreißen der Hölzer zum Plastizieren der Bolzen. Außerdem hat sich das Versagen durch laute Knackgeräusche des zerbrechenden Holzes vorangekündigt.

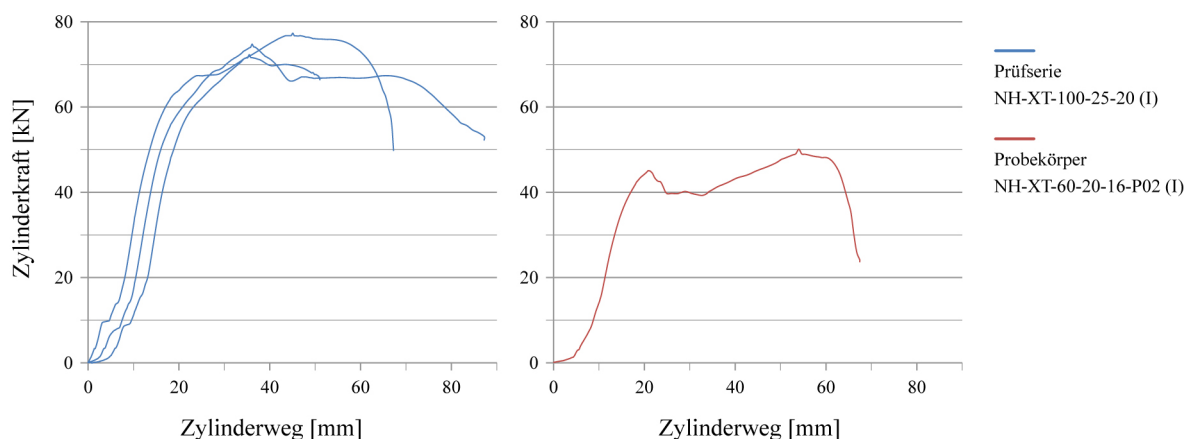


Abbildung 5-22: Last-Verformungskurven, links: Prüfserie NH-XT-100-25-20 rechts: NH-XT-60-20-16-P02(I)

In Abbildung 5-22 sind die Last-Verformungskurven einiger exemplarischer Prüfkörper dargestellt. Bei den Proben der Serie NH-XT-100-25-20 (links) erkennt man, dass die Holzquerschnitte selbst nach dem Aufspalten nicht schlagartig zerstört wurden. Der Versuch konnte noch einige Zeit weitergefahren werden, wenngleich die Verbindung keine zusätzliche Last mehr aufnehmen konnte.

Der Probekörper NH-XT-60-20-16-P02(I) (rechts) war durch Lastumlagerungen in der Verbindung selbst nach dem Versagen des Holzquerschnittes noch mal in der Lage, die aufnehmbare Last etwas zu steigern. Dies ist in erster Linie auf die Seilwirkung beim Einhängen der Bolzen in die sich seitlich gegen das Holz abstützenden Unterlegscheiben zurückzuführen.



Abbildung 5-23: Versagensmechanismus 3: Bolzen 1 Fließgelenk, links: Prinzipskizze, Mitte: Bolzenbiegung an der PMMA- Scheibe, rechts: plastische Zone

Beim dritten und vierten Versagensmechanismus wird der Biege Widerstand des Bolzens überschritten und in der Folge verformt dieser sich. Je nach den geometrischen Verhältnissen bilden sich ein (Abbildung 5-23) oder zwei Fließgelenke (Abbildung 5-24) aus. Das prinzipielle Verhalten der Verbindung ist in beiden Fällen sehr ähnlich. In den betroffenen Bereichen war festzustellen, dass sich die Farbe des Stahlbolzens infolge der plastischen Dehnung geändert hat. Die plastischen Zonen waren nach dem Auseinanderbauen der Proben deutlich an der Oberfläche der Verbindungsmittel zu erkennen.

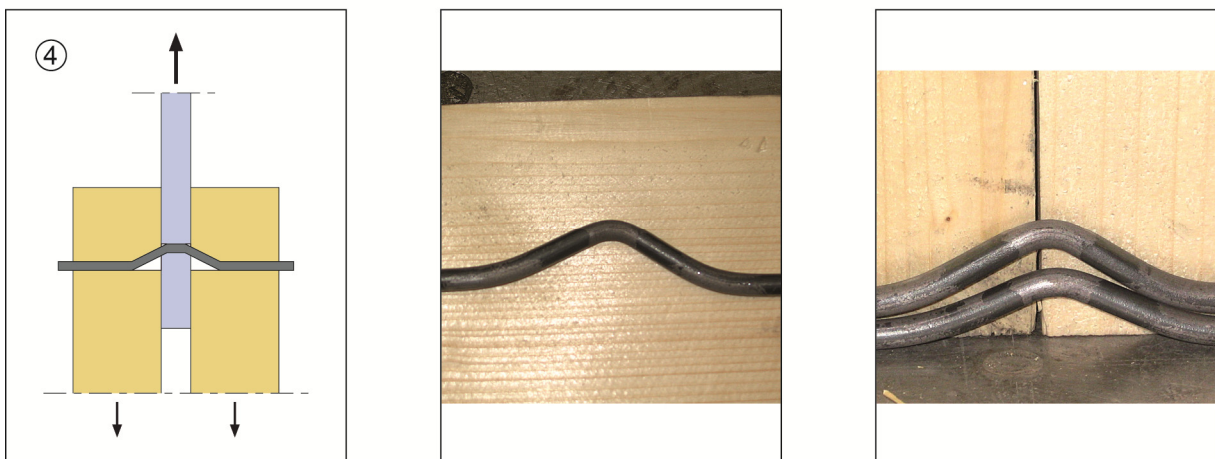


Abbildung 5-24: Versagensmechanismus 4: Bolzen 2 Fließgelenke, links: Prinzipskizze, Mitte: Bolzenbiegung an der PMMA- Scheibe, rechts: plastische Zone

Bei einer weiteren Steigerung der Last möchte sich der Bolzen in das Bohrloch im Holz einziehen. Durch die Unterlegscheibe wird dies jedoch weitgehend verhindert. Sie stützt sich seitlich gegen das Holz ab und drückt sich nach und nach mehr in das Holz ein. Auf diese Weise wird der Einhängeeffekt des Bolzens aktiviert. Er wirkt als verbogenes Hängezugglied, das durch die eingepressten Unterlegscheiben getragen wird.

Durch dieses Verhalten werden Reibungskräfte zwischen den beiden Seitenhölzern und der dazwischen liegenden PMMA- Scheibe erzeugt, da sich in diesem Stadium Holz und PMMA sichtbar relativ zueinander verschieben. Die damit zusammenhängenden Geräusche sind ebenfalls deutlich zu hören. Eine beispielhafte Last-Verformungskurve ist für die Serie NH-XT-100-20-12 der Abbildung 5-25 zu entnehmen.

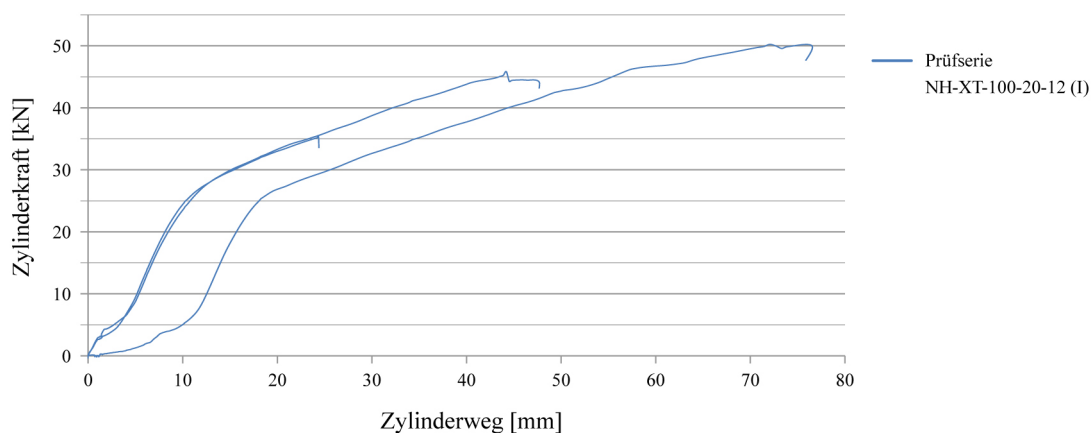


Abbildung 5-25: Last-Verformungskurven der Prüfsérie NH-XT-100-20-12

Durch das Zunehmen der Verformungen der Verbindung beim Erreichen des ersten Fließgelenkes im Bolzen ergibt sich ein deutliches Abflachen der Kurve. Trotzdem lässt sich die Last noch weit über diesen Punkt hinaus steigern, sofern die Tragfähigkeit der PMMA-Scheibe ausreichend groß ist. Wie man bei der exemplarischen Prüfsérie erkennen kann, ist die Bohrlochqualität eines Probekörpers nicht so gut wie bei den beiden anderen, so dass es bei dieser Probe zu einem etwas früheren Versagen der PLEXIGLAS®- Scheibe kommt. Trotzdem unterscheidet sich das Verhalten der Verbindungen nicht grundsätzlich voneinander. Bei den Probekörpern, für die Versagensmechanismus 3 und 4 maßgebend wurde, hat sich das Versagen immer durch große Verformungen frühzeitig angekündigt.

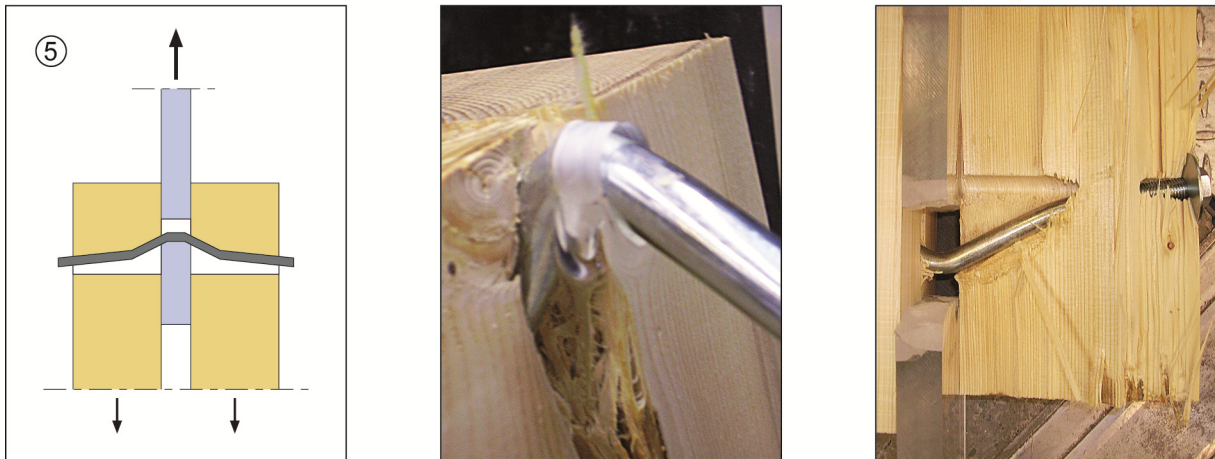


Abbildung 5-26: Kombination mehrerer Versagensmechanismen, links: Prinzipskizze, Mitte: Bolzenbiegung an der PMMA- Scheibe, rechts: fast gleichzeitiges Versagen der einzelnen Verbindungselemente

Lagen die für die einzelnen Versagensmodi 1 bis 4 mit den Bemessungsgleichungen $R_{k,i}$ ermittelten Tragfähigkeiten sehr nahe beieinander, konnte häufig ein kombiniertes Versagen beobachtet werden. Dies war insbesondere immer dann der Fall, wenn der Bruch in der PMMA- Scheibe erst bei einer höheren Prüflast auftrat als mithilfe der analytischen Lösung prognostiziert. Bei diesen Probekörpern stellten sich dann mehrere Versagensmodi zur gleichen Zeit ein. Nach dem Überschreiten der Lochleibungsfestigkeit im Holz kam es zur Verformung des Bolzens und schließlich zur Ausbildung eines oder zweier Fließgelenke in demselben.

Durch die große Verformung des Bolzens übertrug dieser die Scherbeanspruchung dann allerdings nicht mehr gleichmäßig auf die Wandung der PMMA- Scheibe. Die Kante der Bohrung erhielt eine Lastspitze und es kam in der Folge zum PMMA- Versagen an der hoch beanspruchten Kante (siehe Abbildung 5-26 Mitte). Dabei handelte es sich um einen Wangenbruch, der von der Scheibenoberfläche ausging.

Abbildung 5-27 zeigt exemplarisch die Last-Verformungskurven für die Probekörper der Serie NH-XT-60-25-16, bei denen mehrere Versagensmechanismen nebeneinander abliefen.

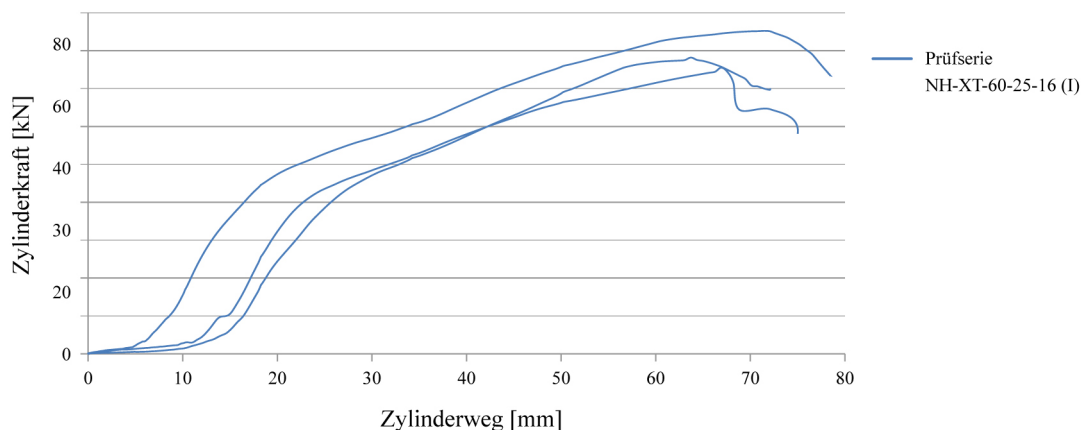


Abbildung 5-27: Last-Verformungskurven der Prüfsérie NH-XT-60-25-16

Die prognostizierten Versagenslasten lagen mit 26 kN für den Bolzen, 30 kN für die PMMA-Scheibe und 46 kN für die Hölzer verhältnismäßig nahe beieinander. An dem Abflachen der Kurve kann man das Fließen der Bolzen sehr gut erkennen. Im weiteren Verlauf reißt das Holz an einzelnen Stellen auf, wodurch die Verformungen weiter zunehmen. Dabei kommt es immer wieder zu einer Umlagerung der Lasten innerhalb der Verbindung, bis es letztlich unter großen Verformungen zum endgültigen Versagen des Probekörpers kommt. Wie bei dieser Prüfserie kommt es am Ende in der Regel zu einem Bruch der PMMA-Scheibe infolge der hohen Kantendrücke aus dem stark verformten Verbindungsmittel.

Bemerkenswert sind zum einen die hohen Bruchlasten der PMMA-Scheiben, die mit 76 kN, 78 kN und 85 kN deutlich über den prognostizierten Lochleibungstragfähigkeiten lagen. Dieser für das PMMA günstige Trend ist bei allen durchgeführten Versuchen in der Verbindung mit Holz zu beobachten. Daher wird dieser Punkt im folgenden Kapitel weiter untersucht und die Bruchlasten für die PMMA-Scheiben ausgewertet.

Zum anderen zeigen die vorgestellten Bruchbilder und Lastkurven die Möglichkeiten der Lastumlagerung innerhalb der Verbindungen, sofern man die beiden spontan auftretenden Versagensarten 1 und 2 vermeiden kann. Wenn dies durch die Beachtung der in Kapitel 5.2.7 genannten konstruktiven Regeln gelingt, erhält man eine Verbindung, die über die gewünschte Nachgiebigkeit, Duktilität und Redundanz für das betrachtete Tragsystem eines zusammengesetzten Biegeträgers aus Holz und PMMA verfügt.

Die in diesem Abschnitt angestellten Betrachtungen zu den Versagensmodi 2 bis 4 bestätigen die in der Praxis für Holzverbindungen bereits angewandten Formeln der Johansen-Theorie und werden daher im Hauptteil dieser Arbeit nicht mehr weiter im Detail ausgewertet. Für die einzelnen Mess- und Berechnungsergebnisse wird an dieser Stelle auf den Anhang A.7 verwiesen.

5.4.3 Bewertung der Versuchsergebnisse

In diesem Kapitel soll eine Bewertung der Versuchsergebnisse im Hinblick auf die Anwendbarkeit der Bemessungsgleichungen für die Tragfähigkeit der Lochleibungsverbindung im PMMA im Zusammenwirken mit zwei Seitenhölzern erfolgen. Dabei ist zu klären, inwieweit die nachgiebigere Verbindung mit dem weicheren Werkstoff Holz zu höheren oder niedrigeren Zugbeanspruchungen in der Scheibe führt. Ziel der Auswertung der experimentellen Untersuchungen ist die Überprüfung der charakteristischen Werte der Zugfestigkeit an der Bohrung.

Wie anhand der charakteristischen Bruchbilder dargelegt, versagen auch bei der veränderten Anschlusssituation mit Holz sämtliche PMMA-Scheiben durch den typischen Wangenbruch. Um die Versuchsergebnisse mit denjenigen aus Kapitel 4.4 vergleichen zu können, werden auch für diese Prüfserien wieder die ideellen Bruchspannungen mithilfe der analytischen Lösung aus den PMMA-Versagenslasten zurückgerechnet und ausgewertet.

Dabei werden die zuvor beschriebenen Modifikationsfaktoren und Korrekturbeiwerte für die Bohrlochqualität berücksichtigt. Auf die in Kapitel 5.3 auf Grundlage der numerischen Berechnungen vorgeschlagene Erhöhung des Bolzenbeiwerts k_{B0} auf 1,25 wurde hier auf der sicheren Seite liegend verzichtet.

Die Einzelergebnisse der durchgeführten Versuche können zusammen mit den berechneten Bruchspannungen wieder dem Anhang entnommen werden, wo sie getrennt nach den beiden PLEXIGLAS®- Sorten zusammengestellt und ausgewertet werden (Tabelle A.8-1 und A.8-2). Eine Zusammenstellung der Endergebnisse erfolgt in der Tabelle 5-4. Dabei werden wie in Kapitel 4.4.7 normierte Bruchspannungen $\sigma^*_{t,k}$ verwendet, aus denen dann die bezogenen Zugfestigkeiten $f^*_{t,k0,05}$ der PMMA- Scheibe im Bereich der Lochbohrung für verschiedene Bohrlochqualitäten ermittelt werden. Die Last-Verformungskurven der einzelnen Versuche werden getrennt nach den Prüfserien im Anhang A.9 dokumentiert.

Tabelle 5-4: Auswertung der Bruchspannungen nach Bohrlochqualitäten getrennt

| Material | BQ | m_y [-] | s_y [-] | n [-] | k_n [-] | $f^*_{t,k 0,05}$ [-] |
|--------------------|-----|--------------|--------------|------------|--------------|-------------------------|
| Extrudiertes PMMA | I | 1,008 | 0,219 | 130 | 1,64 | 1,91 |
| Extrudiertes PMMA | II | 0,496 | 0,086 | 14 | 1,86 | 1,40 |
| Extrudiertes PMMA | III | 0,118 | 0,125 | 16 | 1,82 | 0,90 |
| Extrudiertes PMMA | IV | -0,075 | 0,126 | 3 | 3,37 | 0,61 |
| Modifiziertes PMMA | I | 0,995 | 0,078 | 29 | 1,73 | 2,36 |

Ein Vergleich der Versuchsergebnisse aus den hier durchgeführten Holz- PMMA- Lochleibungsversuchen mit den Ergebnissen in Tabelle 4-11 aus Kapitel 4.4 zeigt, dass die zurückgerechneten ideellen Bruchspannungen grundsätzlich höhere Werte liefern als bei den reinen Lochleibungsversuchen mit einer PMMA- Scheibe. Die 5%-Fraktilwerte der Zugfestigkeiten liegen für das Material aus der Extrusionsproduktion für alle Bohrlochgüten um mindestens 38 Prozent über den Vergleichswerten. So ergäbe sich bereits für das Standardbohrloch (Güteklasse II) ein Korrekturbeiwert k_{BQ} von 1,4. Für das schlagzäh modifizierte PMMA liegt der ermittelte Fraktilwert mit 2,36 um 19 Prozent über dem Vergleichswert von 2,01, wobei dieser Wert später in Kapitel 4.4.7 deutlich auf einen Korrekturbeiwert k_{BQ} von 1,5 reduziert wurde.

Die nachgiebige Verbindung mit dem Werkstoff Holz scheint also keinen negativen Effekt auf die Tragfähigkeit von PMMA zu besitzen. Sie wirkt sich im Gegenteil sogar positiv aus. Auch die statistischen Streuungen der Ergebnisse korrespondieren sehr gut mit denen aus Kapitel 4.4.7. Die dort in Tabelle 4-15 angesetzten Teilsicherheitsbeiwerte können auf die Verbindung zwischen Holz und PMMA übertragen werden.

Wenn man beachtet, dass die ideelle Bruchspannung lediglich eine fiktive Spannung darstellt, die auf dem in Kapitel 4 hergeleiteten analytischen Modell einerseits und auf einer Annahme für die Lastverteilung innerhalb der Verbindung andererseits beruht, muss man in Frage stellen, ob diese Bruchspannungen so überhaupt auftreten. Bei den bisherigen Betrachtungen ist man davon ausgegangen, dass die Reibung zwischen der PMMA- Scheibe und den beiden Seitenhölzern keinen Einfluss auf die tatsächlich durch Lochleibung zu übertragende Last hat. Das heißt, die Prüflast musste bislang komplett über die Scher- Lochleibungsverbindung übertragen werden und die Seilwirkung des Bolzens wurde vollkommen vernachlässigt.

Andererseits weiß man aus der Holzbau- Forschung, dass sich der Einhängeeffekt bei der Verwendung von Bolzen mit Kopf und Mutter sowie einer entsprechend dimensionierten Unterlegscheibe laststeigernd auf die Tragfähigkeit der Verbindung auswirkt. Dieser Ansatz gilt sowohl für reine Holz- Holz- Anschlüsse als auch für Verbindungen mit einem innenliegenden Stahlblech. Dabei darf die Erhöhung auf alle Versagensmechanismen angewendet werden.

Auf Grundlage der beschriebenen Versuchsergebnisse erscheint es daher statthaft, dieses Vorgehen auf eine Lochleibungsverbindung aus Holz und PMMA auszuweiten, solange man als Verbindungsmittel einen Passbolzen mit Kopf, Mutter und Unterlegscheiben verwendet. Diese Bedingung war bei allen durchgeführten Versuchen erfüllt. Daher können die Gleichungen (5-20) und (5-23) wie folgt auf den ersten Versagensmechanismus erweitert werden:

$$R_{k,1-4,PB} = R_{k,1-4} + \Delta R_k = 1,25 \cdot R_{k,1-4} . \quad (5-35)$$

Im nächsten Schritt werden nun die theoretischen Tragfähigkeiten $R_{k,1,PB}$ der PMMA-Scheibe in den Auswertungsberechnungen erhöht. Die so ermittelten Ergebnisse wurden in den Tabellen A.7-1 und A.7-2 im Anhang A.7 zusammengestellt. Zur Berechnung der Lochleibungsfestigkeit des verwendeten Holzes wurde dabei die Gleichung (5-14) mit der charakteristischen Rohdichte nach der aktuellen Norm benutzt. Diese wurde nicht am einzelnen Probekörper durch Versuche bestimmt.

Anschließend wird für jeden Probekörper ein Vergleich zwischen der tatsächlich gemessenen Bruchlast F_{Bruch} und seiner theoretischen Tragkraft $R_{k,1-4,pred}$ angestellt. Die auf diese Weise bestimmten Verhältniswerte werden mit Φ bezeichnet und können den Tabellen A.7-3 und A.7-4 im selben Anhang entnommen werden.

Den Abbildungen 5-28 für PLEXIGLAS® XT und 5-29 für PLEXIGLAS® Resist ist eine grafische Darstellung der Φ - Werte zu den einzelnen Probekörpern in Form von Säulendiagrammen zu entnehmen. Neben den Einzelwerten sind außerdem die 5%-Fraktilwerte sowie die Mittelwerte gekennzeichnet.

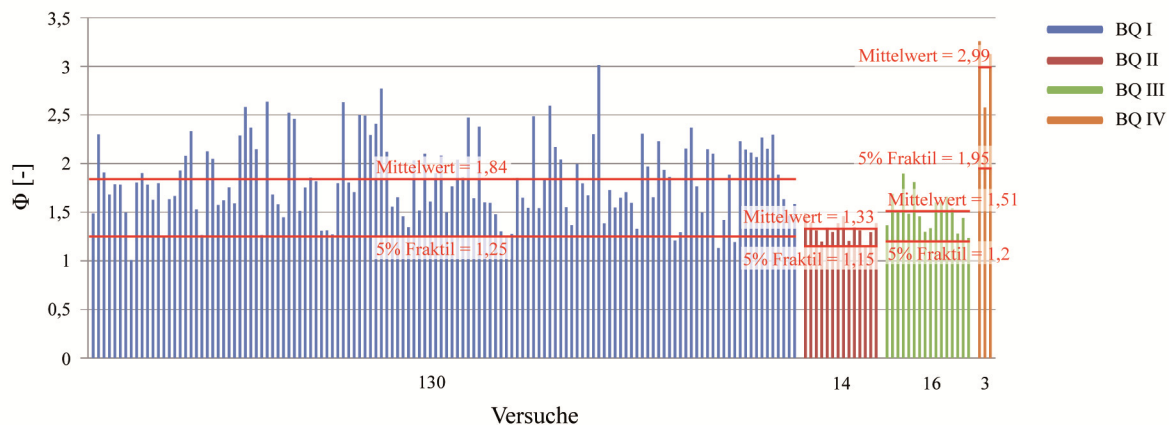


Abbildung 5-28: Verhältniswert Φ für die Proben aus Holz und PLEXIGLAS® XT

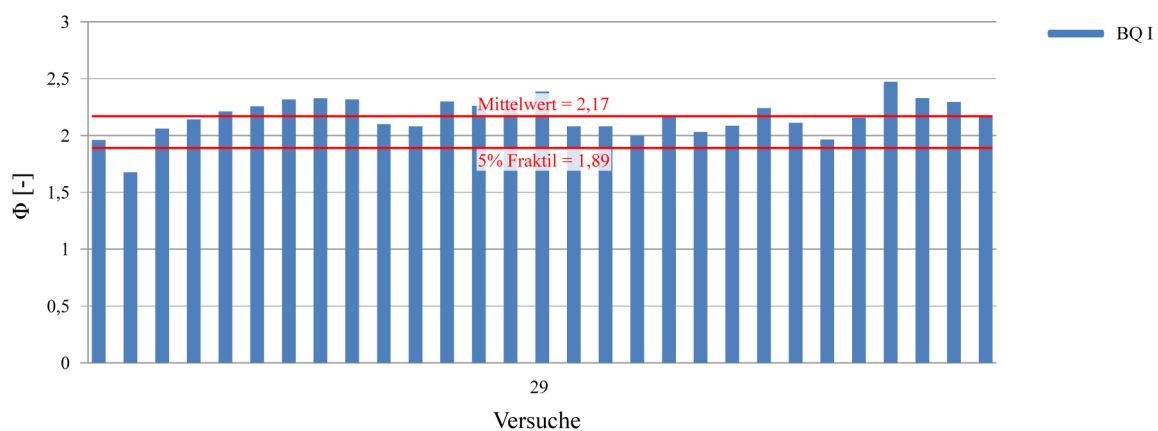


Abbildung 5-29: Verhältniswert Φ für die Proben aus Holz und PLEXIGLAS® Resist

Betrachtet man die Ergebnisse der Berechnung, erkennt man sehr leicht, dass alle Versuche höhere Bruchlasten als die Erwartungswerte lieferten. Folglich liegen sämtliche Φ -Werte über dem angestrebten Wert von 1,0, bei dem modifizierten PMMA sogar über 1,6. Zum Teil werden die Erwartungswerte sehr deutlich übertroffen. Abbildung 5-29 verdeutlicht, wie wenig sich die Ergebnisse der untersuchten Proben aus PLEXIGLAS® Resist unterscheiden.

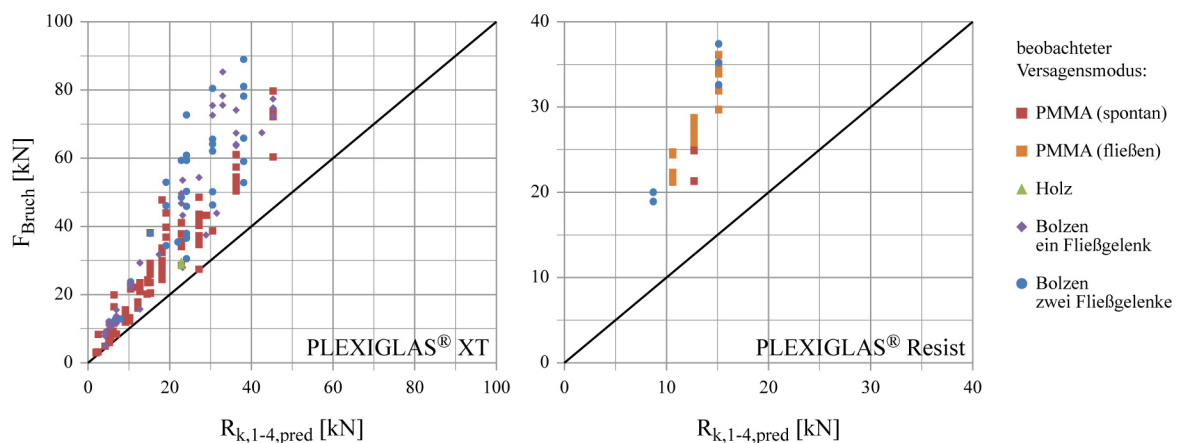


Abbildung 5-30: Vergleich der Versagenslasten mit den Erwartungswerten der Proben, links: Holz und PLEXIGLAS® XT, rechts: Holz und PLEXIGLAS® Resist

Die Abbildung 5-30 illustriert den Zusammenhang zwischen Theorie und Versuch anschaulich, indem sie einen Vergleich zwischen den Erwartungswerten und den Bruchlasten der einzelnen Versuchskörper zeigt.

Für die statistische Auswertung wird an dieser Stelle auf Anhang A.10 verwiesen. Die 5%-Fraktilwerte der Φ -Werte sind in Tabelle 5-5 zusammengestellt. Sie liegen bei allen untersuchten Gruppen deutlich über der angestrebten Marke von 1,0. Außerdem ergibt sich für die Güteklassen I bis III des extrudierten Materials eine ähnliche Größenordnung. Der höhere 5%-Fraktilwert für das modifizierte PMMA erklärt sich durch die vorgenommene größere Reduktion der charakteristischen Festigkeiten in Tabelle 4-12, der höhere Wert für die Bohrlochqualität IV aus der statistischen Unsicherheit infolge des geringen Stichprobenumfangs.

Tabelle 5-5: Vergleich der Ergebnisse aus dem theoretischen Ansatz und den Versuchen

| Material | BQ | m_y [-] | s_y [-] | n [-] | k_n [-] | $\Phi_{0,05}$ [-] |
|--------------------|-----|--------------|--------------|----------|--------------|----------------------|
| Extrudiertes PMMA | I | 0,584 | 0,219 | 130 | 1,64 | 1,25 |
| Extrudiertes PMMA | II | 0,279 | 0,074 | 14 | 1,86 | 1,15 |
| Extrudiertes PMMA | III | 0,406 | 0,125 | 16 | 1,82 | 1,20 |
| Extrudiertes PMMA | IV | 1,089 | 0,126 | 3 | 3,37 | 1,95 |
| Modifiziertes PMMA | I | 0,771 | 0,078 | 29 | 1,73 | 1,89 |

5.4.4 Wichtigste Erkenntnisse aus den durchgeführten Versuchen

Mit der in diesem Kapitel beschriebenen Auswertung von insgesamt 192 Lochleibungsversuchen an Probekörpern aus Holz und extrudiertem PMMA konnten die in Kapitel 4 unter Berücksichtigung der Bohrlochgüten ermittelten charakteristischen Festigkeiten für eine Verbindung zwischen Holz und PMMA bestätigt werden. Außerdem können die dort angegebenen Teilsicherheitsbeiwerte hier ebenfalls verwendet werden. Die Bemessungsgleichungen für das Zugversagen im PMMA behalten auch bei diesem Verbindungstyp ihre Gültigkeit.

Auch wenn für die Verbindung mit Holz keine gegossenen PMMA-Scheiben untersucht wurden, kann aus dem sehr ähnlichen Verhalten des Materials bei den Untersuchungen in Kapitel 4.4 geschlossen werden, dass die hier gefundenen Ergebnisse sinngemäß auf das gegossene Material übertragen werden können.

Aufgrund des niedrigeren E-Moduls des modifizierten PMMA verlaufen die Last-Verformungskurven bei den Probekörpern mit diesem Material flacher als beim Standardmaterial. Sein Verhalten in der Verbindung ist aber grundsätzlich vergleichbar, so dass die Bestätigung der analytischen Ansätze auf eine Verbindung mit Holz für beide Materialien gleichermaßen erfolgen konnte.

Das Verformungsvermögen der Verbindung mit PLEXIGLAS® Resist ist jedoch größer, was ein Hinweis darauf sein könnte, dass dieses Material besser in der Lage ist, die Lasten in einer Verbindung mit mehreren Bolzen umzulagern. Auf dieses Thema wird in Kapitel 6.2.5 noch weiter eingegangen.

Ein weiteres wichtiges Ergebnis der Versuche war auch, dass die Verbindung über ein erhebliches Verformungs- und Lastumlagerungsvermögen verfügt, wenn man den Sprödbbruch und ein spontanes Aufspalten des Holzes durch eine günstige Wahl der Geometrieparameter ausschließen kann. Ein Versagen wird dann frühzeitig durch die Verformungen der Verbindungsmittel angekündigt.

Selbst die erhöhte Druckbeanspruchung infolge der zum Teil starken Bolzenbiegung an der Bohrlochkante (siehe Abbildung 5-31, Mitte) bei großen Bauteilverschiebungen im späteren Stadium der Versuche (Abbildung 5-31, links) konnte vom PMMA besser aufgenommen werden als erwartet (vgl. Kapitel 5.3). Bei einigen Probekörpern war nach dem Auseinandernehmen der Bauteile deutlich erkennbar, dass es am stark beanspruchten Bohrlochrand zum Plastizieren des Materials gekommen war, ohne dass daraus ein Versagen der Scheibe resultiert hätte (Abbildung 5-31, rechts).



Abbildung 5-31: Verformungsvermögen der Verbindung, links: Relativverschiebung zwischen Holz und PMMA, Mitte: Bolzenbiegung über die Dicke der PMMA-Scheibe, rechts: PMMA- Fließen an der Bohrlochkante

Bei gut gebohrten Löchern konnten teilweise erhebliche Verformungen des Anschlusses durch ein Plastizieren des Bolzens beobachtet werden. Die Tragfähigkeit der PMMA- Scheibe wurde dann oft erst viel später erreicht als nach den Bemessungsgleichungen errechnet (vgl. hohe Φ - Werte in Abbildung 5-28 und 5-29).

Racher klassifiziert die Versagensmodi von unterschiedlichen Holzbauverbindungen in [127] über die statische Duktilität $D_S = u_u / u_{li}$ (Bezeichnungen gemäß Abbildung 2-35). Während die zu vermeidenden Versagensursachen 1 und 2 mit einer Duktilität $D_S \leq 3$ der untersten Kategorie zugeordnet werden, wird für das Versagen durch Bolzenbiegung mit einem Fließgelenk (Versagen 3) eine Duktilität von $3 < D_S \leq 6$ und die mittlere Kategorie vorgesehen. Bei der Ausbildung von zwei Fließgelenken (Versagen 4) kann man sogar die höchste Duktilitätskategorie mit $D_S > 6$ erreichen.

Betrachtet man exemplarisch die Last-Verformungsdiagramme in Abbildung 5-25, kann man für die beiden Proben P01 (I) und P03 (I) mit bester Bohrlochqualität eine Duktilität von etwa 7 und 4,5 ablesen. Verglichen mit den Ergebnissen von Kapitel 4.4 für eine reine Scher-Lochleibungsverbindung bei PMMA- Bauteilen mit einer Duktilität $D_s \approx 1$ steigert man das Verformungsvermögen der Verbindung durch die Kombination mit dem Werkstoff Holz ganz enorm. Wie man später in Kapitel 6.2 bei der Untersuchung mehrerer Verbindungsmittel in Reihe noch sehen wird, ist diese Eigenschaft ein ganz wesentlicher Aspekt für die Funktionalität des vorgestellten Tragsystems.

5.5 Bemessungskonzept für die Tragfähigkeit von Lochleibungsverbindungen zwischen PMMA und Holz

Als Abschluss der Untersuchungen zum Tragverhalten der Lochleibungsverbindungen von Holz und PMMA sollen im Folgenden wieder die Ergebnisse zusammengefasst und ein Bemessungskonzept vorgestellt werden. Auch hier orientiert sich die Bemessung an den bekannten Nachweisen aus dem Holzbau in Verbindung mit den nun vorliegenden Gleichungen aus Kapitel 4, um dem in der Praxis tätigen Ingenieur einen leichten Einstieg in die Nachweisführung zu ermöglichen.

Für die in diesem Abschnitt untersuchten Holz- PMMA- Lochleibungsverbindungen treten nach der erweiterten Johansen- Theorie vier unterschiedliche Versagensmechanismen auf. Die charakteristischen Tragfähigkeiten der einzelnen Versagensmechanismen lassen sich nach Kapitel 5.2.2 wie folgt berechnen:

$$1. \text{ PMMA: } R_{k,1} = \frac{f_{t,k,\text{PMMA}} \cdot d_L \cdot t_{\text{PMMA}} \cdot k_{\text{BQ}}}{2 \cdot k \cdot \left(\frac{8}{\pi^2} + \frac{3}{2 \cdot \beta} \right)}, \quad (5-36)$$

$$2. \text{ Holz: } R_{k,2} = f_{h,1,k} \cdot t_H \cdot d_B, \quad (5-37)$$

$$3. \text{ Bolzen 1: } R_{k,3} = f_{h,1,k} \cdot d_B \cdot t_H \cdot \left(\sqrt{2 + \frac{4 \cdot M_{y,k}}{f_{h,1,k} \cdot d_B \cdot t_H^2}} - 1 \right), \quad (5-38)$$

$$4. \text{ Bolzen 2: } R_{k,4} = 2 \cdot \sqrt{M_{y,k} \cdot f_{h,1,k} \cdot d_B}. \quad (5-39)$$

Darin sind:

- $R_{k,i}$ charakteristischer Wert der Tragfähigkeit pro Scherfuge im Versagensfall i ,
- $f_{t,k,\text{PMMA}}$ charakteristischer Wert der Zugfestigkeit des verwendeten PMMA,
- d_L Durchmesser des Bohrlochs,
- t_{PMMA} Dicke des PMMA- Bauteils,
- k_{BQ} von der Qualität der Bohrung abhängiger Korrekturbeiwert zur Berücksichtigung der geminderten Zugfestigkeit im Bereich der Störung gemäß Tabelle 4-12,
- k von der Ausführung der Verbindung abhängiger Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung der Spannungserhöhungen im Bereich des Bohrlochs gemäß Kapitel 4.5,
- β Beiwert zur Berücksichtigung der mitwirkenden Breite in Abhängigkeit vom Durchmesser des Bohrlochs gemäß Kapitel 4.5,

| | |
|-------------|--|
| $f_{h,1,k}$ | charakteristische Lochleibungsfestigkeit des Holzes gemäß Kapitel 5.2.3, |
| t_H | Dicke des Seitenholzes, |
| d_B | Durchmesser des Bolzens, |
| $M_{y,k}$ | charakteristisches Fließmoment des Bolzens gemäß Kapitel 5.2.4. |

Bei der Berücksichtigung des Einhängeeffekts und unter Verwendung von Unterlegscheiben mit Vorzugsmaßen nach DIN 1052:2008, Tabelle G.13 ([16]) kann für den maßgebenden Versagensmechanismus der folgende charakteristische Wert der Tragfähigkeit ermittelt werden:

$$R_{k,1-4,PB} = R_{k,1-4} + \Delta R_k = 1,25 \cdot R_{k,1-4} . \quad (5-40)$$

Die Bemessungswerte der Tragwiderstände erhält man nun unter Berücksichtigung der Teilsicherheitsbeiwerte und Modifikationsfaktoren getrennt für PMMA und Holz nach den beiden nachfolgenden Gleichungen:

$$R_{d,1} = \frac{R_{k,1}}{A_{\text{mod}}^f \cdot \gamma_{M,PMMA}} , \quad (5-41)$$

$$R_{d,j} = k_{\text{mod}} \cdot \frac{R_{k,j}}{\gamma_{M,H}} \quad \text{mit } j = 2 \text{ bis } 4. \quad (5-42)$$

Darin sind:

| | |
|-------------------|--|
| A_{mod} | werkstoffspezifischer Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung des Einflusses der Einwirkungsdauer, der Umweltbedingungen und der Temperatur auf die Bauteileigenschaften gemäß Tabelle 2-1, |
| $\gamma_{M,PMMA}$ | von der PMMA- Sorte und Bohrlochqualität abhängiger Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgröße gemäß Tabelle 4-15, |
| k_{mod} | werkstoffspezifischer Modifikationsfaktor für Holz und Holzwerkstoffe gemäß DIN 1052:2008 ([16]) unter Berücksichtigung der Lasteinwirkungsdauer und Nutzungsklasse, |
| $\gamma_{M,H}$ | von dem betrachteten Versagensmechanismus abhängiger Teilsicherheitsbeiwert für die Widerstandsgröße gemäß Tabelle 5-1. |

Um ein sprödes Versagen der PMMA- Scheibe auszuschließen, sollte eine Mindestdicke für die PMMA- Scheibe eingehalten werden. Diese kann für den Standardfall (Bohrlochgüte II, $A_{\text{mod}} = 1$, Bolzengüte 3.6, kein Lochspiel, Randabstände min. $5 \cdot d_B$) wie folgt berechnet werden:

$$t_{PMMA, \text{req}} = 3,06 \cdot d_B^{0,8} . \quad (5-43)$$

Für andere PMMA- und Bolzengüten lässt sich die Mindestdicke folgendermaßen abschätzen:

$$t_{\text{PMMA,req}} \approx 1,2 \cdot d_B^{0,8} \cdot \sqrt{\frac{f_{u,k} \cdot \gamma_{M,\text{PMMA}}}{k_{BQ} \cdot f_{t,k,\text{PMMA}}}}. \quad (5-44)$$

Als Übersichtsregel kann eine Mindestdicke der PMMA- Scheibe von $3 \cdot d_B$ (für eine max. Bolzengüte von 4.6) angegeben werden.

Da es sich bei dem untersuchten Tragsystem um einen Biegeträger mit nachgiebig verbundenen Querschnittsteilen aus Holz und PMMA handelt, ist neben dem Trag- auch das Verformungsverhalten der Verbindung für die Verteilung der Beanspruchungen innerhalb des Verbundsystems wichtig. Für alle durchgeführten Versuche wurden die Verschiebungsmodule der einzelnen Verbindungsgeometrien ermittelt und ausgewertet. Als Ergebnis können die Werte für eine Bolzenverbindung nach DIN 1052:2008 ([16]) in guter Näherung auch für den Holz- PMMA- Verbund übernommen werden. Die Ergebnisse der Untersuchungen sind [128] zu entnehmen. Für weiterführende Literatur zur Berechnung nachgiebig verbundener Querschnittsteile aus Holz sei an dieser Stelle auf [81], [108], [109], [110] und [125] verwiesen.

Zur Ermittlung der Spannungsverteilung innerhalb des Tragwerks schlägt DIN 1052:2008 die Verwendung des γ - Verfahrens vor, um die nachgiebige Verbindung in Abhängigkeit von dem Verschiebungsmodul k_{ser} zu berücksichtigen. Eine Reihe im Rahmen dieser Arbeit durchgeführter Versuche an Biegeträgern haben gezeigt, dass sich die Messergebnisse sehr gut mit den Berechnungen mit dem γ - Verfahren decken. Die Versuchsergebnisse sind in [64] dokumentiert. Berechnungen nach dem Schubanalogie- Verfahren führten allerdings zu weniger guten Übereinstimmungen mit den Versuchsergebnissen. Außerdem wurden umfangreiche Vergleichsrechnungen mittels der FE- Methode durchgeführt. Diese sind in [118] zusammengestellt. Diese beinhalten auch Modellierungen zum Lastfall Temperatur und untersuchen den Einfluss der Fugensteifigkeit (Verschiebungsmodul) auf die Verteilung der Schnittgrößen infolge Temperaturzwangs.

6 Konstruktive Gesichtspunkte zu Lochleibungsverbindungen unter der Verwendung von PMMA

6.1 Allgemein

Mit dem Kenntnisstand der vorangegangenen Kapitel ist es bislang möglich, eine einzelne Lochleibungsverbindung in Bauteilen aus PMMA oder in einer Materialkombination von PMMA und Holz zu berechnen, solange gewisse Randbedingungen hinsichtlich der Geometrie des Anschlusses eingehalten sind. Da die Befestigung der Holzgurte an der PMMA Scheibe systembedingt immer an deren äußeren Rändern erfolgt, sollen die Anforderungen an die konstruktiven Randbedingungen im Folgenden etwas genauer definiert werden. Dabei soll auch dem Umstand Rechnung getragen werden, dass die Verbindung zwischen den Trägergurten und dem Steg grundsätzlich durch in Reihe angeordnete Bolzen hergestellt wird.

In Kapitel 3.2.1 wurde schon bei der Untersuchung der einzelnen Versagensarten deutlich, dass die Verbindungsmittel nur dann ihre volle rechnerische Tragfähigkeit entfalten können, wenn bestimmte Abstände zum Querschnittsrand eingehalten werden (siehe Abbildung 3-6). Betrachtet man nun eine ganze Gruppe von Bolzen, kommen noch die Abstände zwischen den hintereinander oder übereinander angeordneten Verbindungsmitteln hinzu. In der Regel werden die erforderlichen Mindestabstände dabei als Vielfache des Bolzendurchmessers angegeben.

Sind die Mindestanforderungen an die Rand- und Lochabstände nicht eingehalten, versagt das Holz oder die PMMA- Scheibe vor Erreichen der rechnerischen Tragfähigkeit der Verbindung. Aus diesem Grund ist das Einhalten dieser Forderungen eine unerlässliche konstruktive Voraussetzung für die Verwendbarkeit der dargelegten Bemessungsgleichungen.

In diesem Kapitel wird deshalb zunächst die analytische Lösung aus Kapitel 4 auf die Verwendung von mehreren Bolzen in einer Verbindung ausgeweitet und anhand von numerischen Berechnungen und Versuchsergebnissen bewertet (Kapitel 6.2). Anschließend werden dann in Kapitel 6.3 Empfehlungen für die Mindestabstände der Bolzen in Lochleibungsverbindungen angegeben.

6.2 Anordnung mehrerer Verbindungsmittel in Reihe

6.2.1 Weiterentwicklung der analytischen Lösung

Aufbauend auf der analytischen Lösung aus Kapitel 4.2 soll im Folgenden eine allgemeingültige Lösung für beliebige Anschlusskonfigurationen mit mehreren in Reihe angeordneten Bohrlöchern unter Normalkraftbeanspruchung gefunden werden. Dazu muss das dem analytischen Lösungsansatz zugrunde liegende Modell ergänzt werden. Ausgangspunkt für die weiteren Betrachtungen sollen die in Abbildung 4-10 dargestellten Gleichgewichtssysteme für die resultierenden Spannungszustände sein. Hier wird zwischen einem Zugzustand, in dem die Scheibe zwischen Bolzen und Randlagerung gezogen wird, und einem Druckzustand, in dem die Scheibe gedrückt wird, unterschieden. Bislang wurde im Rahmen dieser Arbeit nur eine Lösung für den Zugzustand entwickelt, weil dieser für die Bemessung einer Lochleibungsverbindung in PMMA maßgebend wird.

Da, wie in Kapitel 4 dargelegt, der Einfluss der Scheibengeometrie und Lagerung auf den reinen Lochleibungsspannungszustand vernachlässigbar klein ist, wirken sich diese Parameter vor allem auf den zweiten Term der analytischen Lösung aus (Grundspannungszustand). Baitinger zeigt in [35] und [61], dass die Scheibenbeanspruchungen im Bereich des betrachteten Bohrloches m unter Berücksichtigung verschiedener Entwurfsparameter durch einen Beiwert erfasst werden können. Der im Folgenden als φ_m bezeichnete Proportionalitätsfaktor stellt einen Zusammenhang zwischen der äußeren Belastung bzw. Anschlusskonfiguration und den Scheibenbeanspruchungen im Grundspannungszustand her. Die analytische Gesamtlösung für die Spannungsgleichungen kann nun wie folgt angepasst werden:

$$\begin{aligned} \sigma_{r,LL,Res}(r, \vartheta) = & -\frac{2 \cdot P_m}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{r_0^2}{r^2} - \frac{(1-\mu)}{4} \cdot \frac{P_m}{t \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[\frac{r_0^2}{r^2} + \frac{3+\mu}{1-\mu} \right] \cdot \cos \vartheta \\ & - \frac{1}{2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{-4 \cdot P_m}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2-1} \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n+2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos n\vartheta \\ & + \varphi_m \cdot \frac{P_m}{4 \cdot b_w \cdot t} \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} + \left(1 - \frac{4 \cdot r_0^2}{r^2} + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right) \cdot \cos 2\vartheta \right] \end{aligned} \quad (6-1)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\vartheta,LL,Res}(r, \vartheta) = & \frac{2 \cdot P_m}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{r_0^2}{r^2} + \frac{(1-\mu)}{4} \cdot \frac{P_m}{t \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[1 + \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos \vartheta \\ & + \frac{1}{2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{-4 \cdot P_m}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2-1} \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot \left[(n-2) - n \cdot \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \cos n\vartheta \\ & + \varphi_m \cdot \frac{P_m}{4 \cdot b_w \cdot t} \cdot \left[1 + \frac{r_0^2}{r^2} - \left(1 + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right) \cdot \cos 2\vartheta \right] \end{aligned} \quad (6-2)$$

$$\begin{aligned}
\tau_{r\vartheta,LL,Res}(r,\vartheta) &= \frac{(1-\mu)}{4} \cdot \frac{P_m}{t \cdot r_0 \cdot \pi} \cdot \frac{r_0}{r} \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \sin \vartheta \\
&+ \frac{1}{2} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} \frac{4 \cdot P_m}{t \cdot r_0 \cdot \pi^2} \cdot \frac{\cos\left(n \cdot \frac{\pi}{2}\right)}{n^2 - 1} \cdot \frac{r_0^n}{r^n} \cdot n \cdot \left[1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right] \cdot \sin n\vartheta \\
&+ \varphi_m \cdot \frac{P_m}{4 \cdot b_w \cdot t} \cdot \left[-1 - \frac{2 \cdot r_0^2}{r^2} + \frac{3 \cdot r_0^4}{r^4} \right] \cdot \sin 2\vartheta
\end{aligned} \tag{6-3}$$

Mithilfe des neu eingeführten Faktors φ_m kann jetzt die Überlagerung des Grundspannungszustandes so gesteuert werden, dass im resultierenden Gesamtspannungszustand sowohl der Zug- als auch der Druckzustand nach Abbildung 4-10 abgebildet werden kann. Während sich im Zugzustand der Faktor zu $\varphi_m = 1$ ergibt, gilt für den Druckzustand $\varphi_m = -1$.

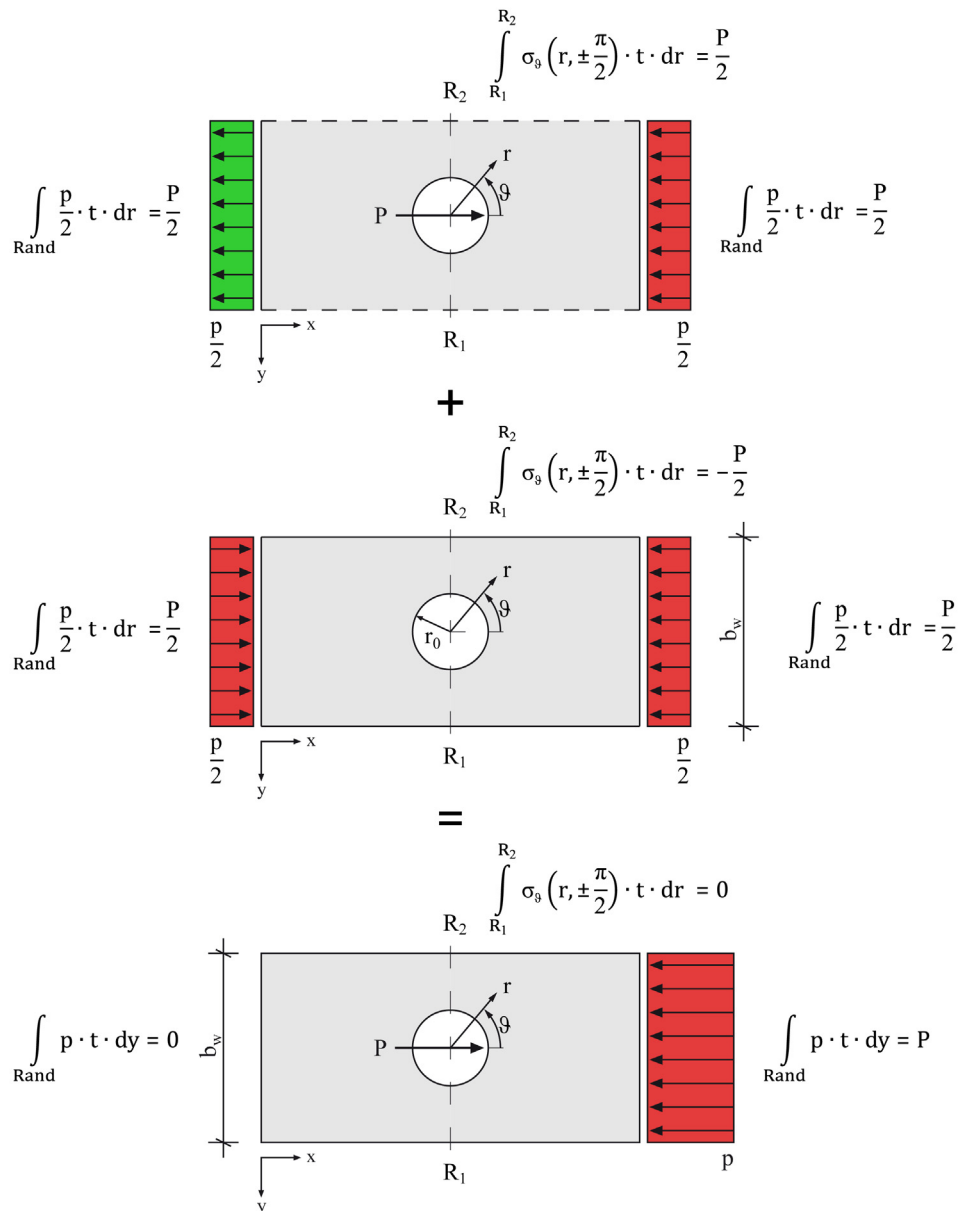


Abbildung 6-1: Überlagerung der Spannungen im Druckzustand (vgl. [35])

Abbildung 6-1 veranschaulicht die Überlagerung der Spannungen im Druckzustand. Es wird deutlich, dass sich die Richtung der Beanspruchungen im Grundspannungszustand aufgrund der Multiplikation mit -1 umgekehrt hat.

Möchte man nun beliebige Bolzenkonfigurationen untersuchen, muss man zunächst den zugehörigen ϕ_m -Faktor ermitteln und kann dann in einem weiteren Schritt die Spannungen in der PMMA-Scheibe anhand der oben angeführten Gleichungen berechnen. Betrachtet man zur Veranschaulichung des Problems als nächstes eine Verbindung mit zwei hintereinander angeordneten Bolzen, erkennt man leicht, dass sich an dem ersten Bohrloch die Beanspruchungen aus dem dort angreifenden Bolzen mit den Spannungen infolge einer zentrischen Zugbeanspruchung, die durch die zweite Bolzenkraft verursacht wird, überlagern. Während der Bereich um das zweite und damit letzte Bohrloch in der Reihe nicht so stark beansprucht wird und die resultierenden Spannungen mit dem Lösungsansatz aus Kapitel 4.2 berechnet werden können, wird für die erste Bohrung die Ermittlung eines zugehörigen ϕ_m -Faktors erforderlich.

Der Lösungsansatz nach [35] beruht auf einer Betrachtung jedes einzelnen Bohrlochs als ein Teilsystem, das aus der gesamten Verbindung herausgeschnitten wird. Nach dem Durchführen der Schnitte wird ein Kräftegleichgewicht an dem jeweiligen Teilsystem gebildet. Für eine bestimmte Bohrung m ergibt sich somit aus dem Gleichgewicht ein zugehöriger ϕ_m -Faktor. Voraussetzung für diese Betrachtungsweise ist die Annahme einer über die Breite b_w konstanten Verteilung der Spannungen an den Rändern der Teilsysteme. Diese Voraussetzung ist bei einem ausreichend großen Abstand der benachbarten Bohrlöcher erfüllt. In Kapitel 6.3 werden später noch Mindestanforderungen an die Lochabstände definiert. Darüber hinaus geht man bei diesem Lösungsansatz davon aus, dass keine Lastumlagerung zwischen den einzelnen Bolzen stattfindet.

Da es im Rahmen dieser Arbeit im Wesentlichen um den Schubverbund zwischen zwei Holzgurten und einem Steg aus PMMA in der Gestalt eines Biegeträgers geht, werden die hier betrachteten Scher-Lochleibungsverbindungen in erster Linie durch eine Normalkraft beansprucht. Daher wird zunächst eine Verbindung mit n in Reihe angeordneter Bolzen untersucht, die durch eine Zugnormalkraft beansprucht wird. Abbildung 6-2 stellt die Anschlusssituation schematisch dar.

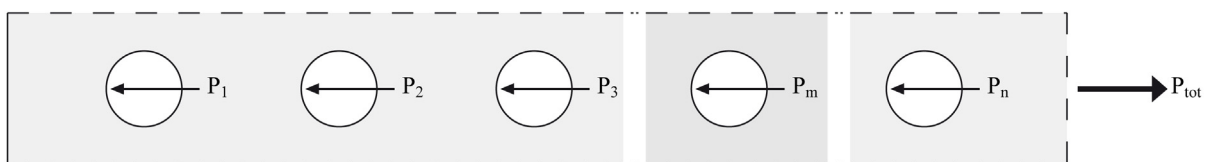


Abbildung 6-2: Normalkraftverbindung mit n in Reihe angeordneter Bolzen

Wenngleich aus dem horizontalen Gleichgewicht folgt, dass die Summe der einzelnen Bolzenlasten P_i der äußeren Gesamtlast P_{tot} entspricht, verteilen sich allerdings die Lasten im Allgemeinen nicht gleichmäßig auf die einzelnen Verbindungsmittel. Diesem Umstand muss im Besonderen bei langen Anschlüssen Rechnung getragen werden. Auf die Thematik wird in Kapitel 6.2.6 noch weiter eingegangen.

Betrachtet man einen einzelnen Bolzen m der Reihe anhand des frei geschnittenen Teilsystems, kann man mithilfe des Kräftegleichgewichts einen allgemeinen Ansatz für den zugehörigen Faktor φ_m in Abhängigkeit von den Bolzenlasten P_i herleiten. Abbildung 6-3 zeigt das Teilsystem mit den angreifenden Lasten.

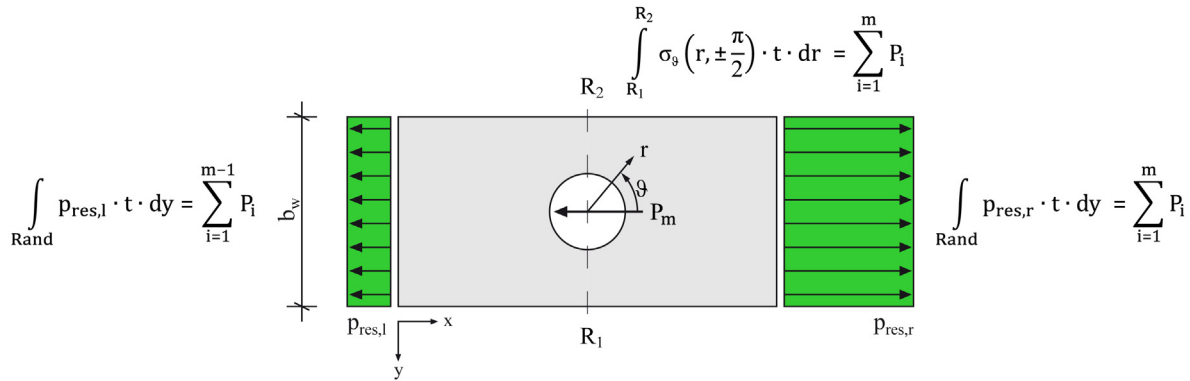


Abbildung 6-3: Freigeschnittenes Teilsystem für den Bolzen m einer Normalkraftverbindung

Die Abbildung 6-4 illustriert die Herleitung des φ_m - Faktors für das Bohrloch m indem sie die Überlagerung der Spannungszustände zeigt. Durch eine Überlagerung des Lochleibungszustandes mit dem φ_m - fachen Grundspannungszustand ergibt sich die allgemeine Lösung für eine Verbindung mit mehreren in Reihe angeordneten Bolzen unter Normalkraftbeanspruchung. Aus der Betrachtung des rechten Scheibenrandes ergibt sich durch die Superposition der Randbelastungen die folgende Beziehung:

$$\frac{P_m}{2} + \varphi_m \cdot \frac{P_m}{2} = \sum_{i=1}^m P_i . \quad (6-4)$$

Durch Umformen kann nun eine Lösung für den gesuchten Faktor gefunden werden. Es ergibt sich der folgende Zusammenhang:

$$\varphi_m = 2 \cdot \frac{\sum_{i=1}^m P_i}{P_m} - 1 . \quad (6-5)$$

Stellt man die gleiche Überlegung für den Druckzustand an, lautet das Ergebnis für den Zusammenhang der beiden zugehörigen φ_m - Faktoren wie folgt:

$$\varphi_{m,Zug} = -\varphi_{m,Druck} . \quad (6-6)$$

$$\begin{aligned}
 & \int_{\text{Rand}} \frac{p_m}{2} \cdot t \cdot dy = \frac{P_m}{2} \quad \int_{\text{Rand}} \frac{p_m}{2} \cdot t \cdot dy = \frac{P_m}{2} \\
 & \int_{R_1}^{R_2} \sigma_{\theta} \left(r, \pm \frac{\pi}{2} \right) \cdot t \cdot dr = \frac{P_m}{2} \\
 & \quad + \\
 & \left[\int_{\text{Rand}} \frac{p_m}{2} \cdot t \cdot dy = \frac{P_m}{2} \right] \cdot \varphi_m \cdot \left[\int_{\text{Rand}} \frac{p_m}{2} \cdot t \cdot dy = \frac{P_m}{2} \right] \\
 & \quad = \\
 & \int_{\text{Rand}} p_{\text{res},l} \cdot t \cdot dy = \sum_{i=1}^{m-1} P_i \quad \int_{\text{Rand}} p_{\text{res},r} \cdot t \cdot dy = \sum_{i=1}^m P_i \\
 & \quad \int_{R_1}^{R_2} \sigma_{\theta} \left(r, \pm \frac{\pi}{2} \right) \cdot t \cdot dr = \sum_{i=1}^m P_i
 \end{aligned}$$

Abbildung 6-4: Überlagerung der Spannungszustände mithilfe des φ_m - Faktors (vgl. [35])

Zur Veranschaulichung der allgemeinen Lösung für eine auf Zug beanspruchte Bolzenverbindung in einer PMMA- Scheibe werden in Abbildung 6-5 φ_m - Werte für einige wichtige Sonderfälle zusammengestellt, die die Anwendung der Lösung in der Praxis erleichtern sollen. Ist für eine bestimmte Lochbohrung m die dort angreifende Bolzenlast bekannt, können nun mithilfe dieser Werte und den Gleichungen (6-1) bis (6-3) direkt die Spannungen am betrachteten Bohrloch ermittelt werden.

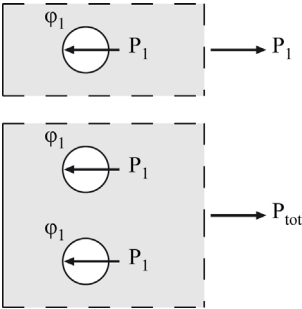
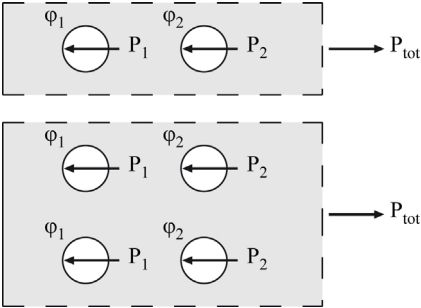
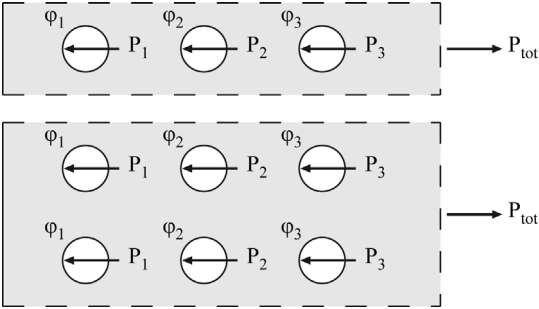
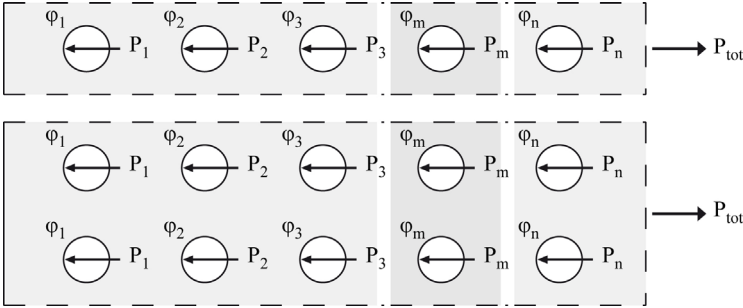
| n | | betrachtete Bohrung | φ_m |
|---|--|---|--|
| 1 |  | m=1 | 1 |
| 2 |  | m=1 m=2 (Sonderfall: $P_1=P_2$) | 1 3 |
| 3 |  | m=1 m=2 m=3 (Sonderfall: $P_1=P_2=P_3$) | 1 3 5 |
| n |  | m | $2 \cdot \frac{\sum_{i=1}^m P_i}{P_m} - 1$ |

Abbildung 6-5: Zusammenstellung der φ_m - Werte für einige wichtige Sonderfälle von auf Zug beanspruchten Bolzenverbindungen in PMMA- Bauteilen (vgl. [35])

Baitinger weitet die Herleitung des beschriebenen Lösungsansatzes in [35] und [61] noch auf beliebige Verbindungen zur Übertragung von kombinierten Beanspruchungen infolge von Normalkräften, Querkraften und Biegemomenten aus. Zunächst erfolgt dabei eine Aufteilung der Lasten für jedes Bohrloch unter Berücksichtigung der Lastrichtung nach dem polaren Trägheitsmoment. Anschließend werden die Bolzenkräfte jeweils in ihre Komponenten in x- und in y- Richtung zerlegt. Schließlich können dann die zugehörigen φ_m -Faktoren getrennt nach den beiden Achsenrichtungen bestimmt werden. Man erhält einen allgemeinen Ansatz für φ_m für eine kombinierte Beanspruchung einer Bolzengruppe mit beliebiger Anschlussgeometrie.

Da für das im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Verbundträgersystem hauptsächlich die Normalkraftverbindungen von Bedeutung sind, wird auf eine Herleitung im Detail verzichtet. Für weiterführende Informationen wird an dieser Stelle auf die beiden oben genannten Literaturquellen verwiesen.

6.2.2 Überprüfung der Lösung mithilfe der FEM

Zur Beurteilung der auf mehrere Bolzen erweiterten analytischen Lösung wird das in Kapitel 4.3.2 beschriebene dreidimensionale Finite- Element- Modell so verändert, dass Normalkraftverbindungen mit einer variablen Anzahl in Reihe angeordneter Bolzen abgebildet werden können. Aufbauend auf den Ergebnissen für eine Verbindung mit einem Bolzen werden im Folgenden nun noch fünf weitere Modelle mit zwei bis sechs Bolzen im Abstand von jeweils dem vierfachen Bolzendurchmesser analysiert. Abbildung 6-6 stellt das verwendete ANSYS Volumenmodell beispielhaft für eine Verbindung mit vier Bolzen dar.

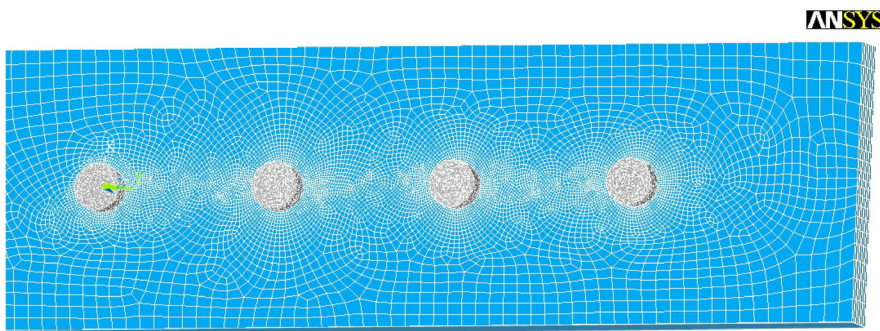


Abbildung 6-6: FE- Modell einer PMMA- Scheibe mit vier Bohrlöchern

Die Ergebnisse aus dem FE- Modell zeigen, dass die maximalen Spannungen an den einzelnen Bohrlöchern sehr stark variieren. Zusätzlich zu der im vorherigen Abschnitt beschriebenen Überlagerung der Spannungen an den ersten Löchern der Verbindung fällt auf, dass sich dieser Effekt noch zusätzlich dadurch verstärkt, dass sich die äußere Last des Anschlusses P_{tot} ungleichmäßig auf die einzelnen Bolzen verteilt. Die genaue Verteilung der Last hängt von den Steifigkeitsverhältnissen der Verbindung ab. Darauf wird in Abschnitt 6.2.5 noch eingegangen.

In den hier verwendeten Modellen wird von einer Verbindung der PMMA- Scheibe zu einem starren Bauteil ausgegangen. Dies entspricht in etwa der Konfiguration während der Durchführung des in Kapitel 6.2.3 beschriebenen Versuchs mit zwei im Vergleich zu PMMA deutlich steiferen Stahllaschen. In Abbildung 6-7 sind die Ergebnisse für die erste Hauptspannung im Bereich der vier Bohrlöcher dargestellt.

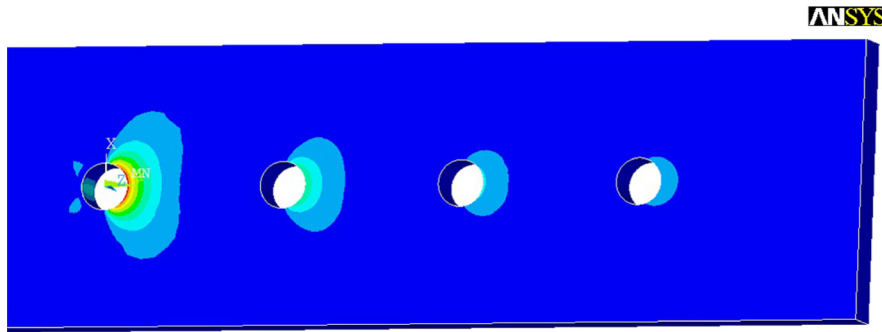


Abbildung 6-7: Hauptzugspannungen in einer PMMA- Scheibe mit vier Bohrlöchern

Um einen Vergleich der numerischen und analytischen Ergebnisse vornehmen zu können, soll nun die aufnehmbare Normalkraft einer Verbindung mit mehreren Bolzen nach beiden Modellen berechnet werden. Dazu wird in einem ersten Schritt die Gleichung zur Ermittlung der maßgebenden Tangentialspannungen (6-2) für die Stelle rechtwinklig zur Lastrichtung am Bohrungsrand ausgewertet und gemäß der Bemessungsgleichung (4-140) mit dem Erhöhungsfaktor k beaufschlagt. Damit ergibt sich der folgende Ansatz für die Bestimmung der maximalen Zugspannungen in der Scheibe:

$$\sigma_{LL,Res,max} = \sigma_{\vartheta,LL,Res} \left(r = r_0, \vartheta = \pi/2 \right) = \frac{k \cdot P_m}{r_0 \cdot t} \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \varphi_m \cdot \frac{3}{4 \cdot \beta} \right). \quad (6-7)$$

Durch Auflösen der Gleichung nach der Kraft erhält man unter Verwendung der Zugfestigkeit $f_{t,k}$ von PMMA die aufnehmbare Bolzenkraft $P_{m,k}$ für das betrachtete Bohrloch m . Dabei gilt die Annahme, dass es sich um ein sehr gut gebohrtes Loch mit dem Korrekturbeiwert $k_{BQ} = 1,0$ handelt. Vereinfachend werden Teilsicherheitsbeiwerte und Modifikationsfaktoren bei dieser Betrachtung ebenfalls nicht berücksichtigt, d.h. zu 1,0 gesetzt. Die Gleichung lautet dann wie folgt:

$$P_{m,k} = \frac{f_{t,k} \cdot r_0 \cdot t}{k \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \varphi_m \cdot \frac{3}{4 \cdot \beta} \right)}. \quad (6-8)$$

Aus den Überlegungen des letzten Kapitels kann als bekannt vorausgesetzt werden, dass die Beanspruchungen am Rand der ersten Bohrung eines Anschlusses in der Regel am größten sind (siehe auch Abbildung 6-7). Somit kann diese Bohrung verglichen mit den nachfolgenden die kleinste Kraft aufnehmen, wenngleich sie aufgrund der ungleichmäßigen Lastverteilung auf die einzelnen Bolzen den größten Anteil der äußeren Last abtragen muss.

Möchte man nun unter Berücksichtigung der ungleichmäßigen Lastverteilung die aufnehmbare Last einer Bolzengruppe abschätzen, kann davon ausgegangen werden, dass die Gesamttragfähigkeit des Anschlusses der Tragfähigkeit des ersten Bolzens (für $m = n$) dividiert durch den Lastanteil η_n dieses Bolzens entspricht:

$$P_{\text{tot},k} = \frac{P_{n,k}}{\eta_n} = \frac{f_{t,k} \cdot r_0 \cdot t}{\eta_n \cdot k \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \varphi_n \cdot \frac{3}{4 \cdot \beta} \right)}. \quad (6-9)$$

Diesem Ergebnis aus dem analytischen Ansatz werden die Bolzenkräfte aus den numerischen Berechnungen gegenübergestellt, bei denen die Zugspannungen am ersten Loch gerade die Zugfestigkeit des Kunststoffes erreichen. Dabei werden insgesamt zwölf verschiedene Anschlussgeometrien untersucht. Die Anzahl der in Reihe angeordneten Bolzen steigert sich von eins auf sechs. Um den Einfluss der mitwirkenden Breite berücksichtigen zu können, wurden außerdem zwei Scheibenbreiten überprüft. Bei der ersten Untersuchung liegt der seitliche Randabstand beim Zehnfachen des Lochdurchmessers, bei der zweiten lediglich beim Dreifachen. In Abbildung 6-8 werden die Ergebnisse der beiden Untersuchungen illustriert.

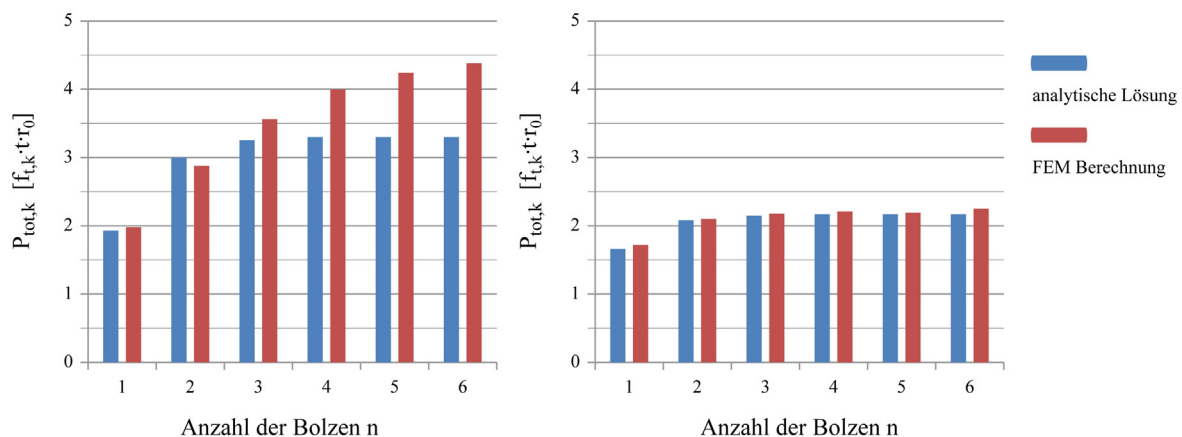


Abbildung 6-8: Vergleich der Berechnungsergebnisse für die aufnehmbare Last eines Reihenanschlusses, links: $B = 20d_B$, rechts: $B = 6d_B$

Es zeigt sich, dass die analytische Lösung gut mit den numerischen Modellen übereinstimmt. Allerdings werden die Untersuchungen von Baitinger (siehe [35]) an Verbindungen mit mehreren Bohrlöchern bestätigt. Man erkennt deutlich, dass der vorgeschlagene Ansatz für die mitwirkende Breite bei zunehmender Bolzenanzahl zu konservativeren Ergebnissen führt. Wie Abbildung 6-8, rechts zu entnehmen ist, schwächt sich dieser Effekt bei einem kleiner werdenden Verhältnis von mitwirkender Breite b_W zu lastparallelem Lochabstand e_1 ab.

In weiteren Betrachtungen wurde deutlich, dass die Verteilung der Bolzenlasten sehr unterschiedlich ist, so dass bei einer Verbindung zu einem starren Bauteil wie z.B. Stahl nicht von gleichmäßigen Lastanteilen ausgegangen werden darf, das heißt es gilt dann:

$$P_{n,k} = \eta_n \cdot P_{\text{tot},k} \neq \frac{P_{\text{tot},k}}{n}. \quad (6-10)$$

Würde man in diesem Fall fälschlicherweise von einer gleichmäßigen Lastverteilung ausgehen und somit für den Faktor ϕ_m die vereinfachten Ansätze nach Abbildung 6-5 (obere Zeilen) verwenden, würde man die Tragfähigkeit der Verbindung mit dem analytischen Ansatz dramatisch überschätzen. Zur Illustration des Problems werden in Abbildung 6-9 die Ergebnisse zum Vergleich dargestellt.

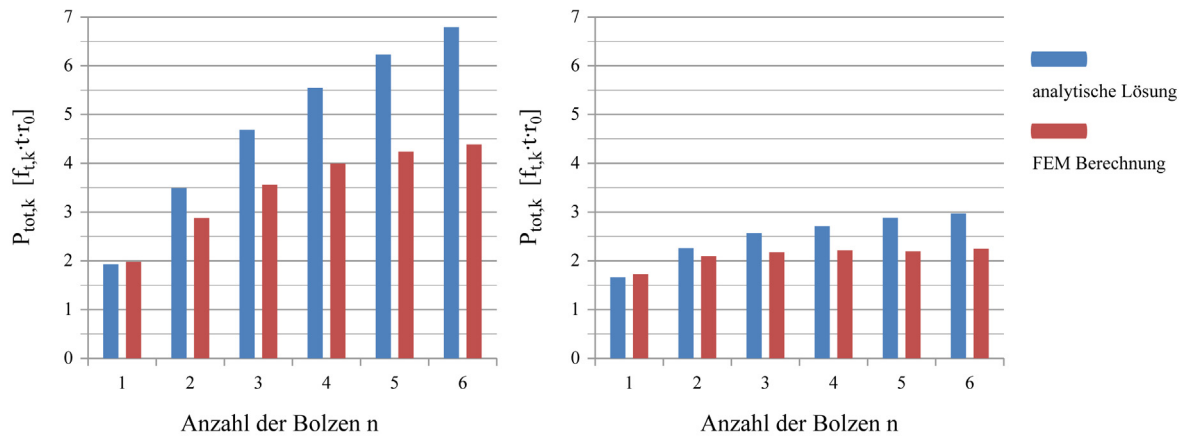


Abbildung 6-9: Ergebnisse für die aufnehmbare Anschlusslast unter der Annahme einer gleichmäßigen Lastverteilung, links: $B = 20d_B$, rechts: $B = 6d_B$

Die auf die einzelnen Bolzen anfallenden Lastanteile können mithilfe der numerischen Modelle ermittelt werden und sind Abbildung 6-10 zu entnehmen. Es fällt auf, dass der jeweils erste Bolzen immer mehr als die Hälfte der äußeren Last übernehmen muss. Aufgrund der Steifigkeitsverhältnisse in der Verbindung konzentriert sich die Last am ersten Bolzen und die dahinter angeordneten Verbindungsmittel werden gar nicht zu ihrer vollen Kapazität beansprucht, weil die PMMA-Scheibe vorher schon im Bereich der ersten Bohrung versagt.

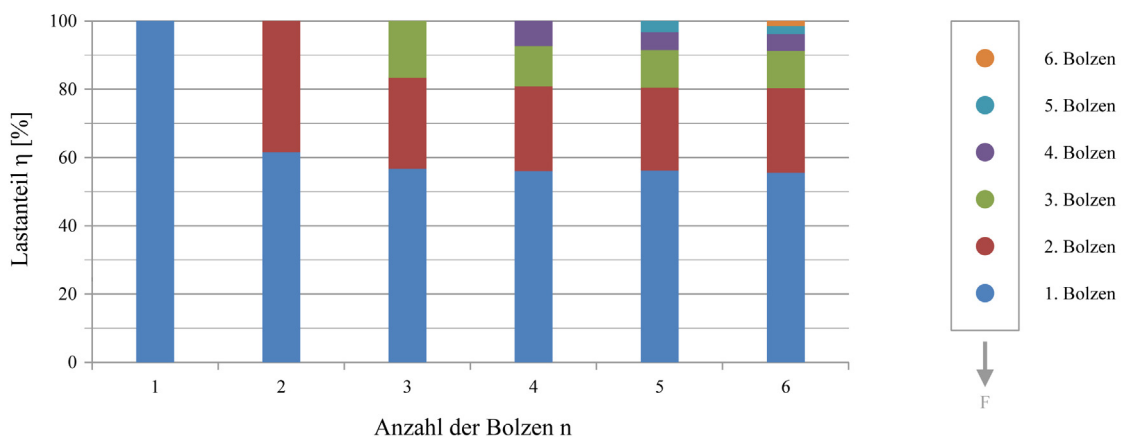


Abbildung 6-10: Verteilung der äußeren Last P_{tot} auf die einzelnen Bolzen

Damit bestätigen sich zum einen die Versuchsergebnisse von Gleiter [72] und Apolony [33], die zu dem Schluss kommen, dass in Verbindungen zwischen Stahl und PMMA nicht mehr als zwei Bolzen in Reihe angesetzt werden können. Dieses Ergebnis spiegelt sich auch in der BÜV-Richtlinie [31] wider, wonach bei unmittelbar beanspruchten Laschen- und Stabanschlüssen in Krafrichtung höchstens zwei hintereinander liegende Schrauben für den Nachweis berücksichtigt werden dürfen.

Bei einer kontinuierlichen Krafteinleitung, wie sie beim betrachteten Hybridträger vorliegt, ist eine Begrenzung nach [31] jedoch nicht erforderlich. Auf diesen Umstand wird in Abschnitt 6.2.5 noch näher eingegangen.

Aufbauend auf der Erkenntnis, dass der erste Bolzen den weitaus größten Lastanteil abträgt und für die Bemessung maßgebend wird, soll im Folgenden auf der sicheren Seite liegend ein vereinfachter Bemessungsansatz für eine Verbindung zwischen PMMA- Scheibe und einem starren Bauteil vorgeschlagen werden. Ist der Lastanteil für die maßgebende erste Bohrung bekannt, kann der zugehörige Faktor φ_n gemäß Gleichung (6-5) wie folgt angegeben werden:

$$\varphi_n = 2 \cdot \frac{P_{\text{tot}}}{P_n} - 1 = \frac{2}{\eta_n} - 1. \quad (6-11)$$

Auf Grundlage der in Abbildung 6-10 dargestellten Ergebnisse für die Lastanteile können η_n und damit auch φ_n für verschiedene Bolzenanzahlen sehr gut nach dem folgenden Vorschlag abgeschätzt werden:

$$\eta_n = \begin{cases} 1,00 & \text{für } n = 1 \\ 0,66 & \text{für } n = 2 \\ 0,55 & \text{für } n \geq 3 \end{cases} \quad (6-12)$$

$$\varphi_n = \begin{cases} 1,0 & \text{für } n = 1 \\ 2,0 & \text{für } n = 2 \\ 2,6 & \text{für } n \geq 3 \end{cases} \quad (6-13)$$

Die mit diesem vereinfachten Bemessungsvorschlag nach Gleichung (6-9) ermittelten aufnehmbaren Lasten der Anschlüsse werden in Abbildung 6-11 den numerischen Ergebnissen gegenübergestellt.

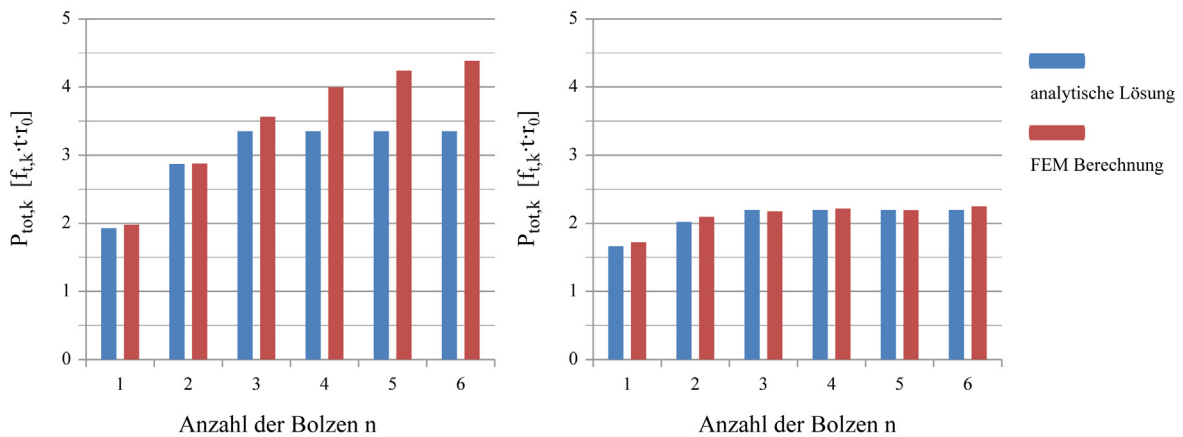


Abbildung 6-11: Ergebnisse für die aufnehmbare Anschlusslast nach dem vereinfachten Näherungsverfahren, links: $B = 20d_B$, rechts: $B = 6d_B$

Die Näherungslösung liefert hinreichend genaue Ergebnisse und ist sehr einfach anwendbar. Bei der breiteren Scheibe fällt auch hier wieder auf, dass die analytische Lösung mit zunehmender Bolzenanzahl konservative Ergebnisse liefert. Eine Betrachtung der Ergebnisse zeigt außerdem, dass zwar einerseits maximal zwei in Reihe angeordnete Bolzen rechnerisch berücksichtigt werden sollten. Die Laststeigerung infolge der Verwendung eines zweiten oder dritten Bolzens liegt aber andererseits im Vergleich zu einem Einzelbolzen gerade mal im Bereich von 50 bzw. 75 Prozent bei der größeren Scheibenbreite und bei lediglich 22 bzw. 32 Prozent für die schmale Scheibe. Aus konstruktiven Gründen sollte aber nach [31] dennoch jeder Anschluss aus mindestens zwei Bolzen bestehen.

6.2.3 Experimentelle Untersuchungen an Verbindungen zwischen Stahllaschen und PMMA- Scheiben mittels mehrerer Bolzen

Zur weiteren Bewertung der analytischen und numerischen Berechnungen für Anschlüsse mit mehreren Bolzen wurden mithilfe der in Kapitel 4.4.2 beschriebenen Versuchseinrichtung weitere Versuche an 21 Probekörpern aus extrudiertem PMMA mit in Reihe angeordneten Verbindungsmitteln durchgeführt. Abbildung 6-12 zeigt den Versuchsaufbau mit den verlängerten Stahllaschen an beiden Enden des Probekörpers. Die Stahllaschen besitzen jeweils fünf Löcher, so dass eine variable Anzahl von Bolzen untersucht werden kann. Die Durchführung der Versuche geschieht wieder bis zum Bruch der PMMA- Scheiben weggesteuert mit einer Belastungsgeschwindigkeit von 1 mm/min.



Abbildung 6-12: Versuchsaufbau, links: Prinzipskizze, Mitte / rechts: Versuchsdurchführung

In Abbildung 6-13 werden die Abmessungen der verwendeten Probekörper dargestellt. Alle Proben wurden von der Firma Evonik Röhm GmbH hergestellt und bearbeitet. Die an der ersten Bohrung maßgebende Bohrlochqualität kann in allen Fällen der besten Kategorie zugeordnet werden. Von besonderer großer Wichtigkeit bei der Herstellung der Bohrungsreihen ist hierbei auch das möglichst exakte Einhalten der Lochabstände, damit die Lasten auch an jedem Bohrloch übertragen werden können und sich nicht ungewollt an einzelnen Stellen konzentrieren.

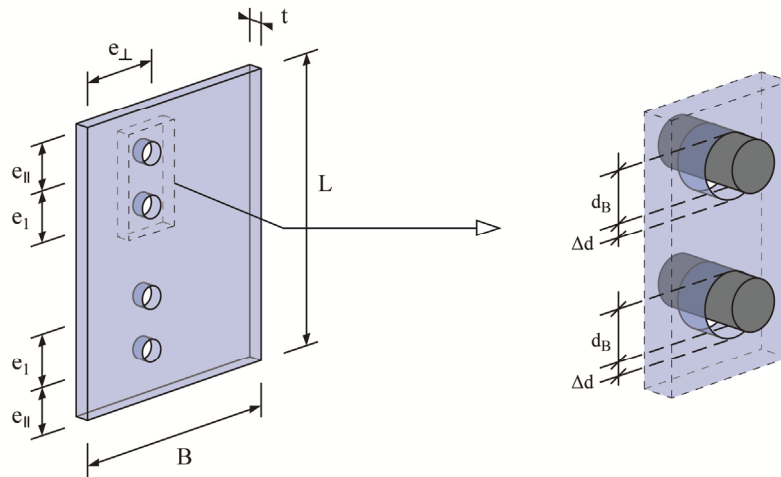


Abbildung 6-13: Geometrie der Probekörper mit mehreren Bohrlöchern

Die Probekörper teilen sich jeweils in eine Serie bestehend aus drei Proben auf. Es werden Serien von Scheiben mit drei bis fünf Bolzen betrachtet. Hinzu kommen vier Serien mit zwei Bolzen aber mit unterschiedlichen Lochabständen e_1 . Alle untersuchten PMMA- Scheiben besitzen eine Dicke t von 10 mm und eine Breite B von 240 mm. Es werden Bolzen mit einem Durchmesser d_B von 12 mm eingesetzt, die mit einem Lochspiel $\Delta d = 1\text{ mm}$ versehen werden (vgl. Abbildung 4-64). Tabelle 6-1 enthält eine Übersicht über die untersuchten Prüfserien.

Tabelle 6-1: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit mehreren Bolzen

| Serie | Anzahl [-] | n [-] | L [mm] | e_{\perp} [mm] | e_{\parallel} [mm] | e_1 [mm] |
|----------------|---------------|------------|-------------|---------------------|-------------------------|---------------|
| 2R-XT-10-12-01 | 3 | 2 | 308 | 120 | 60 | 24 |
| 2R-XT-10-12-02 | 3 | 2 | 356 | 120 | 60 | 48 |
| 2R-XT-10-12-03 | 3 | 2 | 404 | 120 | 60 | 72 |
| 2R-XT-10-12-04 | 3 | 2 | 452 | 120 | 60 | 96 |
| 3R-XT-10-12-01 | 3 | 3 | 356 | 120 | 60 | 24 |
| 4R-XT-10-12-01 | 3 | 4 | 404 | 120 | 60 | 24 |
| 5R-XT-10-12-01 | 3 | 5 | 452 | 120 | 60 | 24 |

Bei der Untersuchung der Bruchbilder der einzelnen Probekörper fällt auf, dass der Rissursprung erwartungsgemäß und in Übereinstimmung mit den analytischen Überlegungen bei allen Scheiben am ersten Bohrloch zu finden ist, da dort der überwiegende Teil der Last übertragen werden muss. Es tritt ein Wangenbruch infolge der Spannungsspitze rechtwinklig zur Lastrichtung auf (siehe Abbildung 6-14, links). Bei einigen wenigen Probekörpern kann man eine Umlagerung der Bolzenlast vom ersten auf die folgenden Bolzen feststellen. Dies lässt sich anhand der plastischen Verformungen am ersten Bohrloch erkennen. Dabei kann sich eine im Vergleich zu den numerischen Berechnungen eher gleichmäßige Lastverteilung einstellen.

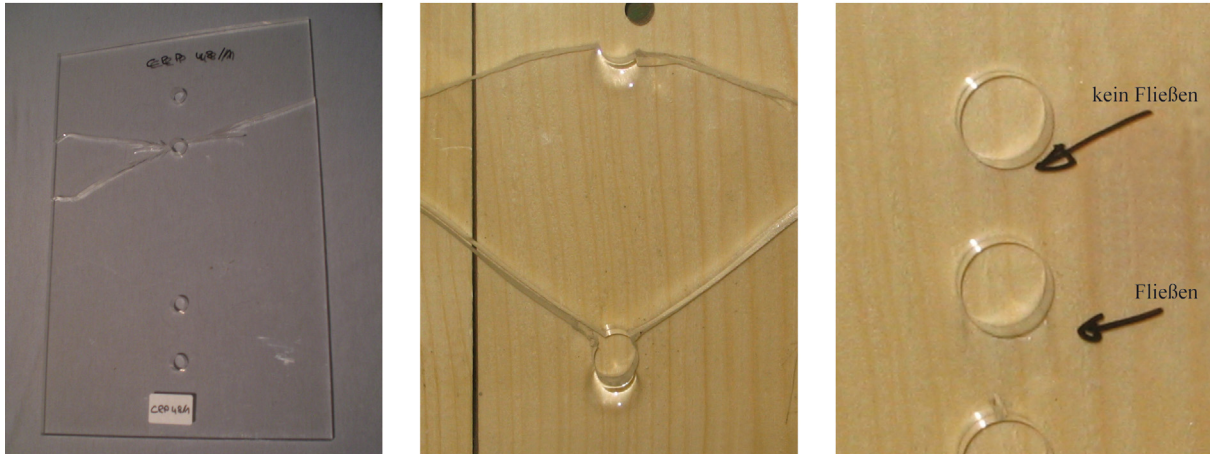


Abbildung 6-14: Exemplarische Bruchbilder ausgewählter Probekörper mit mehreren Bohrungen, links: Versagen an der ersten Bohrung, Mitte / rechts: Lastumlagerung zwischen den Bolzen durch Plastizieren am Bohrungsrand

Im mittleren Foto von Abbildung 6-14 weist der Probekörper sogar plastische Verformungen an beiden Löchern auf, was für eine ziemlich gleichmäßige Lastverteilung spricht. Bei der Betrachtung des rechten Fotos derselben Abbildung wird deutlich, wie wichtig der korrekte Bohrungsabstand ist. Bei dieser Probe hat sich die Last aufgrund eines ganz leicht abweichenden Lochabstandes offensichtlich an dem zweiten Bolzen konzentriert. Nachdem dort allerdings ein schwaches Fließen an der Lochwandung eingesetzt hat, verteilte sich die Last wieder auf den ersten Bolzen, welcher schließlich für das Versagen der Verbindung verantwortlich war.

Als Versuchsergebnis werden die Kraft-Weg-Diagramme aufgezeichnet. Diese sind Anhang A.11 zu entnehmen. Die plastischen Verformungen am Bohrloch einzelner Probekörper werden durch die Verflachung der dazugehörigen Verläufe deutlich (siehe z.B. Abbildung A.11-1-3 oder A.11-1-4). Da im Rahmen dieser kleineren Prüfserien keine zusätzlichen Dehnungsmessungen mit DMS an den einzelnen Bohrlöchern durchgeführt wurden, ist die Verteilung der Prüflast auf die einzelnen Bolzen aus den Versuchen nicht bekannt. Die Bruchspannungen am maßgebenden Bohrloch n werden anhand der Erkenntnisse aus den Finite- Element- Berechnungen mit den analytischen Gleichungen aus den Bruchlasten F_{Bruch} zurückgerechnet:

$$\sigma_{\text{LL,Bruch}} = \frac{k \cdot \eta_n \cdot F_{\text{Bruch}}}{r_0 \cdot t} \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \varphi_n \cdot \frac{3}{4 \cdot \beta} \right). \quad (6-14)$$

Wie in Kapitel 4.4.7 sollen die Bruchspannungen der einzelnen Probekörper auf die bekannte Zugfestigkeit von extrudiertem PMMA bezogen und statistisch ausgewertet werden. Der sich ergebende Verhältniswert kann dann mit den normierten Bruchspannungen für eine einzelne Lochbohrung verglichen werden (siehe Tabelle 4-11 und Abbildung 4-88). Die Einzelergebnisse der durchgeführten Versuche werden in Tabelle A.11-2 im Anhang zusammengestellt und ausgewertet. Dieser sind auch die normierten Bruchspannungen $\sigma_{t,k}^*$ der einzelnen Probekörper zu entnehmen. In Tabelle 6-2 sind die Endergebnisse der statistischen Auswertung angegeben.

Tabelle 6-2: Versuchsergebnisse der Lochleibungsverbindungen mit mehreren Bolzen

| Material | BQ | m_y | s_y | n | k_n | $f_{t,k}^{*}_{0,05}$ |
|-------------------|----|-------|-------|-----|-------|----------------------|
| | | [-] | [-] | [-] | [-] | [-] |
| Extrudiertes PMMA | I | 1.029 | 0.253 | 21 | 1.76 | 1.79 |

Der 5%- Fraktilwert der bezogenen Bruchspannungen liegt mit 1,79 über dem Wert einer einzelnen Bolzenverbindung bei einem Bohrloch der Güte I, welche 1,38 beträgt (vgl. Tabelle 4-11). Dies lässt sich auf den schon zuvor beschriebenen Lastumlagerungseffekt bei mehreren in Reihe angeordneten Verbindungsmitteln zurückführen. Die Streuung der Ergebnisse ist etwas höher als bei den Vergleichsergebnissen in Kapitel 4.

Es ergibt sich ein Teilsicherheitsbeiwert γ_M von 1,89, der allerdings unterhalb des vorgeschlagenen Wertes von 2,0 liegt (siehe Tabelle 4-15). Die Annahme einer starren Anbindung der PMMA- Scheibe an ein wesentlich steiferes Material im numerischen Modell stellt, wie schon im letzten Abschnitt erläutert, nur eine Abschätzung auf der sicheren Seite für die tatsächliche Situation im Versuch dar. Trotzdem kann man festhalten, dass eine Anwendung dieses konservativen Ansatzes statthaft ist.

Bei der im Rahmen dieses Kapitels untersuchten Verbindung zwischen dem relativ spröden Kunststoff PMMA und dem wesentlich steiferen Werkstoff Stahl ergibt sich aufgrund des unterschiedlichen Dehnungsverhaltens der Materialien bei in etwa gleich großen Querschnittsflächen der Bauteile eine ungleichmäßige Verteilung der zu übertragenden Last auf die einzelnen Verbindungsmittel. Da sich darüber hinaus die Kräfte innerhalb des Anschlusses in den zu verbindenden Bauteilen sukzessive abbauen, ist auch die Längenänderung der Bauteile zwischen den Schrauben ungleich. Daraus folgt wiederum eine unterschiedlich große Beanspruchung der Schraube selbst.

Auf diese Thematik wird im übernächsten Kapitel etwas weiter eingegangen. Bei einer Verbindung zwischen PMMA und Holz wird zum einen das Verhältnis der Steifigkeiten der Kombinationswerkstoffe deutlich günstiger. Zum anderen hilft die Nachgiebigkeit des Bolzens im Holz dabei, die Bolzenlasten gleichmäßiger zu verteilen. Das im Vergleich zu Verbindungen mit Stahl geänderte Verhalten der Verbindungen soll in den nächsten beiden Abschnitten weiter untersucht werden.

6.2.4 Bolzenverbindungen mit mehreren Verbindungsmitteln im Holzbau

Wie man in dem vorigen Abschnitt bereits erkennen konnte, ist die Tragfähigkeit einer langen Verbindung oft geringer als die Summe der Tragfähigkeiten der einzelnen Verbindungsmittel. Dies liegt daran, dass die Beanspruchungen der einzelnen Bolzen im Versagenszustand zum Teil stark voneinander abweichen. Einige Bolzen bleiben dabei deutlich unter ihrer Tragfähigkeit, während es an einer anderen Stelle bereits zum Bruch kommt.

Aus diesem Grund wird im Holzbau bei der Anordnung von mehreren Bolzen in einer Verbindung eine Abminderung der Tragfähigkeit vorgenommen. Dies geschieht in der Regel dadurch, dass man nicht mit der tatsächlich vorhandenen Anzahl n an hintereinander liegenden Verbindungsmitteln rechnet, sondern mit der wirksamen Anzahl n_{ef} . Die wichtigsten Parameter für das Zusammenwirken von mehreren Verbindungsmitteln sind das plastische Verhalten im Bruchzustand (siehe Kapitel 5.2.7 und 5.4.2), Herstellungstoleranzen, Kriechen und das unterschiedliche Last-Verformungsverhalten der Stifte (Verschiebungsmodul und Duktilität, siehe Kapitel 2.3.2).

Vernachlässigt man in einer langen Bolzenverbindung die Berücksichtigung der Duktilität der Bauteile und Verbindungsmittel, konzentrieren sich die Beanspruchungen am Anfang und Ende einer Verbindungsmittelreihe (siehe Kapitel 6.2.6). Diese durch die Dehnungen der miteinander verbundenen Bauteile verursachten unterschiedlichen Beanspruchungen der Bolzen im elastischen Bereich haben aber praktisch keine Auswirkungen auf die Tragfähigkeit der Verbindung. Denn tatsächlich weist der am höchsten belastete Bolzen plastische Verformungen auf, so dass seine Steifigkeit im Verhältnis zu den anderen Verbindungsmitteln abnimmt und sich in der Folge eine Lastumlagerung zu den nicht so stark ausgenutzten Bolzen in der Mitte der Reihe hin einstellt.

Immer wenn Anschlüsse mit mehreren Verbindungen durch vorgebohrte Löcher hergestellt werden, spielen Ungenauigkeiten bei der Fertigung eine große Rolle, wie man bei den Versuchen mit PMMA im vorigen Kapitel sehen konnte. Abweichungen von der planmäßigen Lage der Bolzen, ein unterschiedliches Lochspiel, eine unterschiedliche Anfangsposition der Bolzen in den Löchern oder verlaufende Bohrungen können die Ungleichmäßigkeit der Beanspruchungsverteilung weiter verstärken. Kommt es frühzeitig zu einem spröden Versagen der Verbindung (z.B. durch Aufspalten) bevor sich plastische Verformungen überhaupt einstellen können, können sich die Bolzen mit einem Anfangsschlupf nicht am Lastabtrag beteiligen.

Darüber hinaus kann das Lastverformungsverhalten einzelner Verbindungsmittel auch durch inhomogene Holzeigenschaften im Anschlussbereich beeinflusst werden. Lokale Störstellen können dabei beispielsweise durch Äste, Risse, Faserabweichungen oder Holzdichteänderungen verursacht werden. Auch zeitabhängige Verformungen wie das Kriechen lassen eine gleichmäßigere Verteilung der Beanspruchungen in der Verbindung entstehen.

Große Lochabstände in Faserrichtung zwischen den Verbindungsmitteln erhöhen das plastische Verformungsvermögen unter hohen Belastungen, da sie ein Aufspalten des Holzes entlang der Bolzenreihe verhindern. Je kleiner die Abstände in Faserrichtung werden, desto stärker wird die Keilwirkung der durch die Verbindungsmittel hervorgerufenen Querkraftkräfte im Holz (siehe Abbildung 6-15).



Abbildung 6-15: Aufspalten des Holzes wegen zu kleinen Lochabstandes, links: Prinzipskizze, Mitte / rechts: Probekörper mit aufgespaltenen Seitenhölzern

Während unter Verwendung einer stark vereinfachten Anwendungsregel in der alten DIN 1052 von 1988 ([6]) und in einer älteren Fassung des Eurocode 5 ([9]) erst ab einer Anordnung von mehr als sechs Bolzen in einer Reihe die Tragfähigkeit jedes weiteren Verbindungsmittels zu 2/3 reduziert werden sollte, wird die wirksame Anzahl n_{ef} der Bolzen daher in den aktuellen Normen DIN 1052 ([16]) und Eurocode 5 ([4]) gemäß Gleichung (6-15) bzw. (6-16) in Abhängigkeit vom Abstand der Verbindungsmittel untereinander in Faserrichtung angegeben:

$$n_{ef,0,DIN} = k_{ef,0} \cdot n = \frac{n^{0,9} \cdot \sqrt[4]{\frac{a_1}{10 \cdot d_B}}}{n} \cdot n = n^{0,9} \cdot \sqrt[4]{\frac{a_1}{10 \cdot d_B}} \leq n, \quad (6-15)$$

$$n_{ef,0,EC} = k_{ef,0} \cdot n = \frac{n^{0,9} \cdot \sqrt[4]{\frac{a_1}{13 \cdot d_B}}}{n} \cdot n = n^{0,9} \cdot \sqrt[4]{\frac{a_1}{13 \cdot d_B}} \leq n. \quad (6-16)$$

Darin sind:

- $n_{ef,0}$ wirksame Anzahl der Bolzen, die in Faserrichtung hintereinander liegen
- $k_{ef,0}$ Ausnutzungsgrad der Bolzen, die in Faserrichtung hintereinander liegen
- n Anzahl der Bolzen, die in Faserrichtung hintereinander liegen
- d_B Durchmesser des Bolzens
- a_1 vorhandener Abstand der Bolzen untereinander in Faserrichtung des Holzes.

Diese Gleichungen beruhen auf Untersuchungen von Jorissen aus dem Jahr 1998 (vgl. [104]). Die aktuellen Regelungen des Eurocode 5 werden in Abbildung 6-16 für verschiedene Bolzenabstände in Abhängigkeit vom Durchmesser des verwendeten Verbindungsmittels angegeben.

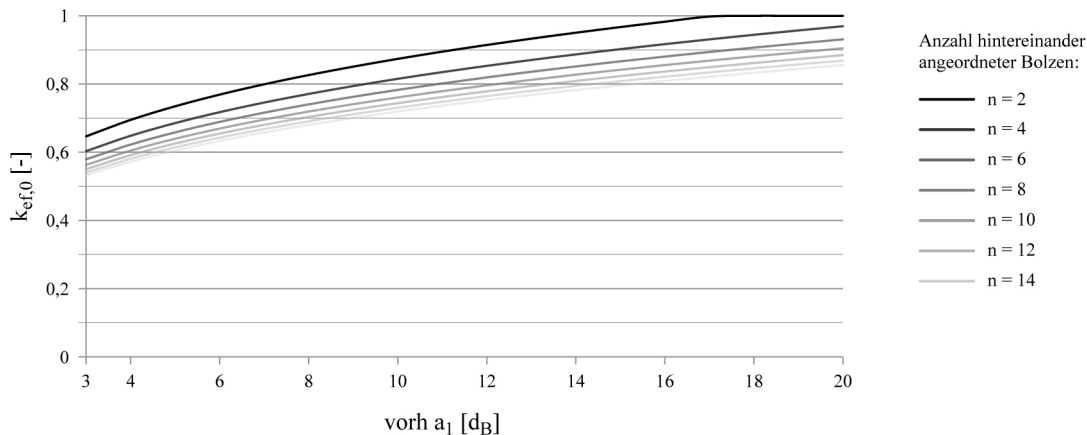


Abbildung 6-16: Abminderungsbeiwert $k_{ef,0}$ für verschiedene Bolzenabstände a_1

Der große Einfluss des Lochabstandes wird dort sehr anschaulich dargestellt. Außerdem kann man erkennen, dass die Abminderung der Tragfähigkeit mit steigender Anzahl der hintereinander angeordneten Bolzen zunimmt. Bei den weiteren Betrachtungen zu einer Verbindung zwischen Holz und PMMA wird dieser Ansatz für die Versagensmechanismen 2 bis 4 verwendet und anhand der Versuche bewertet. Für die Bestimmung der wirksamen Bolzenanzahl bei einem Kraftangriff rechtwinklig oder schräg zur Faserrichtung wird auf [4] verwiesen.

An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Abminderung $k_{ef,0}$ der wirksamen Anzahl der Verbindungsmittel in den einzelnen Ländern sehr unterschiedlich gehandhabt werden. Abbildung 6-17 gibt einen Überblick über die verschiedenen Regelungen einiger Länder. Die teilweise sehr starken Abweichungen lassen sich ansatzweise durch die unterschiedlichen Ausführungsstandards der Holzindustrie, zulässigen Herstellungstoleranzen sowie die gegebenen Anforderungen an die Loch- und Randabstände in den jeweiligen Ländern erklären.

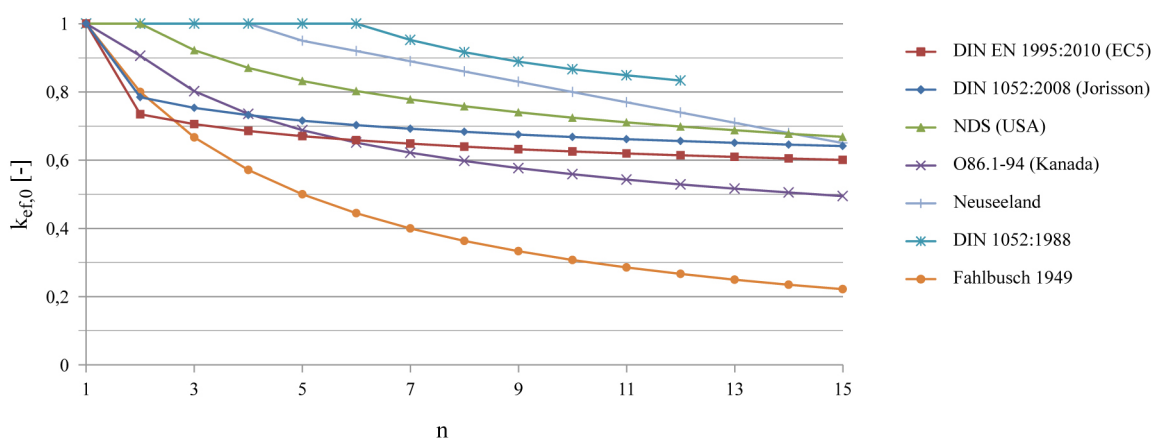


Abbildung 6-17: Abminderungsbeiwert $k_{ef,0}$ für die Wirkung mehrerer Bolzen in einer Reihe im Normenvergleich

In manchen Ländern wie z.B. in Kanada und den USA wird die statisch wirksame Anzahl der Bolzen in Abhängigkeit von der Schlankheit der Verbindungsmittel $\lambda_B = t/d_B$ angegeben. Dieses Vorgehen erscheint auch sinnvoll, da man durch schlanke Bolzen ein duktileres Verhalten der Verbindung durch Bolzenbiegung erzielt.

Als Folge der besseren Lastumlagerung auf die anfänglich weniger stark beanspruchten Bolzen kann bei einer größeren Bolzenschlankheit die Abminderung $k_{ef,0}$ für die betreffende Verbindung geringer ausfallen. Wie man im folgenden Abschnitt sehen wird, ist die Bolzenschlankheit ein ganz wesentliches Element zur Steuerung des Versagensmodus für eine Verbindung von Holz und PMMA.

Wenn ein Aufspalten des Holzes durch eine Querkzugverstärkung senkrecht zur Faser, wie z.B. innen liegende Vollgewindeschrauben oder außen aufgeklebte Holzwerkstoffplatten, dauerhaft verhindert werden kann, darf auf die Abminderung der Bolzenanzahl von n auf $n_{ef,0}$ verzichtet werden. Eine solche Verstärkung kann insbesondere dann erforderlich werden, wenn die Länge des Anschlusses aus Platzgründen begrenzt ist und der Abstand der Bolzen deshalb nicht weiter erhöht werden kann. Für Untersuchungen zu diesem Thema wird auf [40], [38] und [41] verwiesen.

Für den Nachweis der Verbindungsmittel in den Fugen nachgiebig verbundener Bauteile, wie bei dem im Rahmen dieser Arbeit behandelten Biegeträger aus Holz und PMMA, kann ebenfalls die volle Anzahl der Verbindungsmittel rechnerisch angesetzt werden.

6.2.5 Experimentelle Untersuchungen an Verbindungen zwischen Holz und PMMA- Scheiben mit mehreren Bolzen

6.2.5.1 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Im Rahmen der im Folgenden beschriebenen Versuche soll überprüft werden, inwiefern die zuvor aus reinen Scherlochleibungsversuchen mit PMMA- Scheiben ermittelten Ergebnisse auf die Verbindung mit Holz übertragbar sind. Auf Grundlage der Erkenntnisse aus Kapitel 5 wird angenommen, dass sich die infolge der weicheren Bettung im Holz ergebende Nachgiebigkeit der Verbindungsmittel vorteilhaft auf die Tragfähigkeit einer Verbindung mit mehreren hintereinander angeordneten Bolzen auswirkt, da der Unterschied zwischen der Beanspruchung des ersten Bolzens zu derjenigen der nachfolgenden mit abnehmender Fugensteifigkeit kleiner wird.

Um zu überprüfen, inwieweit mit steigender Anzahl hintereinander angeordneter Bolzen die Tragfähigkeit gegenüber einer Einzelverbindung ansteigt und an welche Bedingungen diese Laststeigerung gebunden ist, wurden fünf verschiedene Versuchsprogramme gefahren, die im Folgenden weiter erläutert werden. Dazu wurde die in Kapitel 5.4 beschriebene Versuchseinrichtung unter den gleichen Randbedingungen verwendet (siehe Abbildung 6-18).

Die untersuchten Probekörper wurden unter den gleichen Bedingungen hergestellt, aufgenommen und bearbeitet wie zuvor, erhielten jetzt allerdings zwei und später bis zu vier Verbindungsmittel. Die wesentlichen Geometrieparameter der Proben sind Abbildung 6-19 zu entnehmen. Für Details zu den Proben, wie z.B. die gemessene Holzfeuchte oder die Rohdichte wird an dieser Stelle auf [89] verwiesen.

6.2.5.2 Prüfserien 2R-NH-XT mit sprödem Versagen

In einem ersten Versuchsprogramm soll erforscht werden, wie sich die Tragfähigkeit einer Lochleibungsverbindung verhält, wenn die Dicke der PMMA- Scheibe deutlich unterhalb der in Kapitel 5.2.7 angegebenen Mindestdicke $t_{\text{PMMA, req}}$ liegt, der Bolzen also eine geringe Schlankheit aufweist. Dazu werden sechs Serien mit unterschiedlichen Holzdicken und Bolzenabständen geprüft.

Die Dicke der PMMA- Scheibe ($t_{\text{PMMA}} = 10 \text{ mm}$) und der Bolzendurchmesser ($d_B = 12 \text{ mm}$) werden allerdings nicht variiert. Tabelle 6-3 enthält eine Übersicht über die untersuchten Prüfserien. Zur Ermittlung von Referenzwerten wurden darüber hinaus auch noch Verbindungen mit einem Einzelbolzen untersucht, deren Geometriedaten ebenfalls in der Tabelle zusammengestellt sind.

Tabelle 6-3: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit mehreren Bolzen

| Serie | Anzahl [-] | n [-] | t_H [mm] | e_{\perp} [mm] | e_{\parallel} [mm] | e_l [mm] |
|-----------------------|---------------|----------|---------------|---------------------|-------------------------|---------------|
| NH-XT-60-10-12-01 | 3 | 1 | 60 | 36 | 84 | -- |
| NH-XT-100-10-12-02 | 3 | 1 | 100 | 36 | 84 | -- |
| 2R-NH-XT-30-10-12-01 | 3 | 2 | 30 | 36 | 84 | 60 |
| 2R-NH-XT-40-10-12-01 | 3 | 2 | 40 | 36 | 84 | 48 |
| 2R-NH-XT-60-10-12-01 | 3 | 2 | 60 | 36 | 84 | 168 |
| 2R-NH-XT-60-10-12-02 | 3 | 2 | 60 | 36 | 84 | 84 |
| 2R-NH-XT-60-10-12-03 | 2 | 2 | 60 | 36 | 84 | 48 |
| 2R-NH-XT-100-10-12-01 | 1 | 2 | 100 | 36 | 84 | 60 |

Die Mindestdicke der PMMA- Scheibe in der untersuchten Verbindung beträgt bei Annahme einer mittleren Bohrlochgüte von mindestens II nach der vereinfachten Methode in Gleichung (5-31):

$$t_{\text{PMMA, req}} \approx 1,2 \cdot d_B^{0,8} \cdot \sqrt{\frac{f_{u,k} \cdot \gamma_{M, \text{PMMA}}}{k_{BQ} \cdot f_{t,k, \text{PMMA}}}} = 1,2 \cdot 12^{0,8} \cdot \sqrt{\frac{400 \cdot 1,5}{1,0 \cdot 72}} \text{ mm} = 25 \text{ mm} . \quad (6-17)$$

Die tatsächlich vorhandene Dicke der Scheibe liegt mit 10mm deutlich unter diesem Wert. Bei der Durchführung der Versuche und der Untersuchung der Bruchbilder fällt daher auf, dass das Versagen erwartungsgemäß immer im PMMA erfolgte und dort von dem ersten, also dem am meisten beanspruchten Bohrloch ausging. Eine Umlagerung der Last auf den zweiten Bolzen ist nicht zu erkennen. Die Dicke des Holzes hat keinen erkennbaren Einfluss auf die Ergebnisse bzw. das Versagen der Verbindung. Das Verhalten der Verbindungen im Bruchzustand lässt sich sehr gut mit demjenigen der reinen PMMA- Proben in Kapitel 6.2.3 vergleichen, wenn auch die Steifigkeit der Verbindung entsprechend niedriger ist.

Die Bruchlaststeigerung bei den Probekörpern mit zwei Verbindungsmitteln gegenüber den Referenzproben mit nur einem ist gering. Die aufgezeichneten Kraft- Weg- Diagramme sind genau wie diejenigen der noch später in diesem Abschnitt vorgestellten Probekörper prüfserienweise in Anhang A.12 abgebildet.

Aufgrund des beobachteten Tragverhaltens wird der Erwartungswert der Tragfähigkeit für den Versagensmechanismus 1 bezogen auf einen Schnitt gemäß Gleichung (6-9) unter Berücksichtigung von Gleichungen (6-12) und (6-13) wie folgt berechnet:

$$R_{k,1} = \frac{P_{n,k}}{2 \cdot \eta_n} = \frac{f_{t,k,PMMA} \cdot r_0 \cdot t_{PMMA} \cdot k_{BQ}}{2 \cdot \eta_n \cdot k \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \varphi_n \cdot \frac{3}{4 \cdot \beta} \right)} = \frac{3 \cdot f_{t,k,PMMA} \cdot d_L \cdot t_{PMMA} \cdot k_{BQ}}{4 \cdot k \cdot \left(\frac{8}{\pi^2} + \frac{3}{\beta} \right)} \quad (6-18)$$

Die Erwartungswerte der Verbindung sind für die einzelnen Versagensszenarios wieder in Anhang A.12-2 zusammengestellt. Dabei wurde sowohl die 25-prozentige Erhöhung der Tragfähigkeit infolge des Einhängeeffekts nach Gleichung (5-35) für alle Modi als auch die wirksame Bolzenanzahl $n_{ef,0,H}$ nach Gleichung (6-16) für die Versagensformen 2 bis 4 berücksichtigt. Anschließend wird wieder für jeden Probekörper ein Verhältniswert Φ für den Quotienten aus der gemessenen Bruchlast F_{Bruch} und der zugehörigen theoretischen Traglast $R_{k,1-4,pred}$ angegeben und ausgewertet. In Abbildung 6-20 sind die Ergebnisse für Φ grafisch aufgetragen.

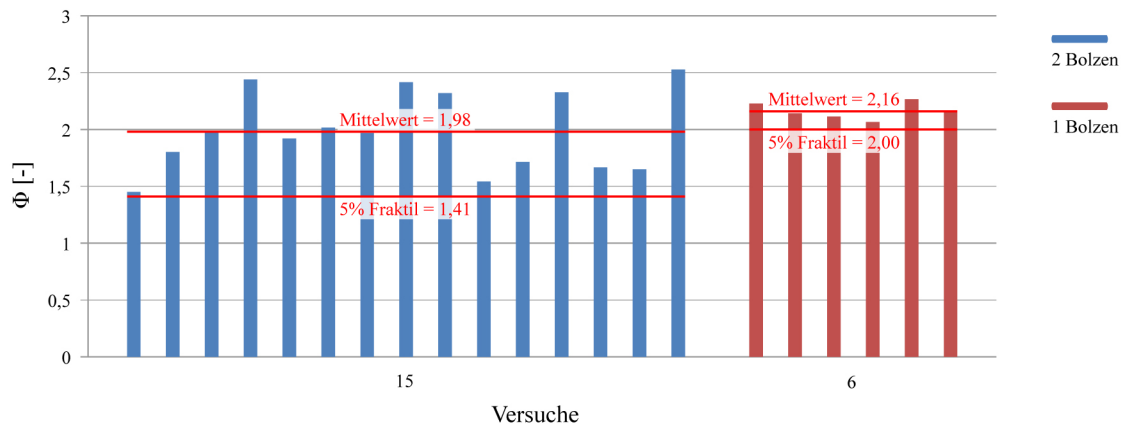


Abbildung 6-20: Verhältniswert Φ für die Proben aus Holz und PLEXIGLAS® XT mit einem und zwei Bolzen

Die Ergebnisse bestätigen den Ansatz von η_n und φ_n in Anlehnung an die zuvor in Kapitel 6.2.2 gefundenen Ergebnisse. Alle Verhältniswerte liegen deutlich über dem angestrebten Wert von 1,0, der 5%-Fraktilewert beträgt 1,41 und der berechnete Teilsicherheitsbeiwert γ_M berechnet sich zu 1,93. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Versuchsergebnisse sehr gut mit denjenigen für eine PMMA- Holz- Verbindung mit einem Bolzen in Kapitel 5.4.3 übereinstimmen (vgl. Tabelle 5-5) und den theoretischen Ansatz bestätigen.

6.2.5.3 Prüfserien 2R-NH-XT mit duktilem Versagen

Mit dem zweiten Versuchsprogramm soll überprüft werden, wie sich die Tragfähigkeit einer Lochleibungsverbindung gegenüber den zuvor beschriebenen Versuchsergebnissen verändert, wenn die vorgeschlagene Mindestdicke $t_{\text{PMMA, req}}$ eingehalten ist und der Stift über eine ausreichende Schlankheit verfügt. Dazu werden drei Serien mit konstanter Holz- und PMMA-Dicke, aber drei unterschiedlichen Bolzenabständen untersucht. Die in Gleichung (6-17) für den verwendeten Bolzen mit einem Durchmesser d_B von 12mm angegebene Mindestdicke für das PMMA ist mit 25mm gerade eingehalten. Die Zusammenstellung der Prüfserien kann Tabelle 6-4 entnommen werden. Die Einzelergebnisse sind in Anhang A.12-3 und A.12-4 als Tabellen und Diagramme abgedruckt.

Tabelle 6-4: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit mehreren Bolzen

| Serie | Anzahl | n | t_H | e_{\perp} | e_{\parallel} | e_1 |
|----------------------|--------|-----|-------|-------------|-----------------|-------|
| | [-] | [-] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] |
| 2R-NH-XT-85-25-12-01 | 3 | 2 | 85 | 36 | 84 | 60 |
| 2R-NH-XT-85-25-12-02 | 3 | 2 | 85 | 36 | 84 | 84 |
| 2R-NH-XT-85-25-12-03 | 3 | 2 | 85 | 36 | 84 | 168 |

Die Ergebnisse der Versuche zeigen, dass bei allen neun Probekörpern ein Bolzenfließen für das Versagen der Verbindung maßgebend wurde, obwohl die theoretischen Erwartungswerte für die Tragfähigkeit des PMMA sehr nahe an denjenigen für das Bolzenversagen lagen ($t_{\text{PMMA}} / t_{\text{PMMA, req}} = 1,0$). In vielen Fällen kam es im weiteren Verlauf des Versuchs sogar zu einem Aufreißen des Holzquerschnittes bevor die aufnehmbare Zugspannung in der PMMA-Scheibe überschritten war. Mit Ausnahme einer Probe, deren PMMA-Scheibe erst nach einer erheblichen Bolzenverformung zerstört wurde, sind alle Scheiben intakt geblieben. Abbildung 6-21 zeigt die charakteristischen Bruchbilder der untersuchten Prüfserien.



Abbildung 6-21: Charakteristische Bruchbilder, links: Plastizieren beider Bolzen, Mitte: Einziehen der Bolzen, rechts: Aufspalten des Holzes bei geringem Lochabstand

Die Bruchbilder bestätigen die Beobachtungen während der Versuchsdurchführung. Aufgrund des Verformungsvermögens des ersten Bolzens kann eine Lastumlagerung auf den zweiten Bolzen erfolgen. Die PMMA- Scheibe ist aufgrund ihrer ausreichenden Stärke nicht mehr für die Tragfähigkeit der Verbindung maßgebend. Das Tragverhalten der Verbindung weicht in dieser Konstellation erkennbar von demjenigen einer reinen Scherlochleibungsverbindung mit einer PMMA- Scheibe ab und wird dem Verhalten von Bolzenverbindungen im Holzbau ähnlicher. Dementsprechend ist auch ein Effekt aus dem unterschiedlichen Bolzenabstand messbar, der aber durch die bekannte Abminderung über die wirksame Anzahl $n_{ef,0,H}$ der Verbindungsmittel sehr gut berücksichtigt werden kann (vgl. Kapitel 6.2.4). Der Unterschied zwischen den beiden kleineren Lochabständen $e_1 = 5d_B$ bzw. $7d_B$ ist im Versuch kaum feststellbar.

Ein duktiles Versagen vorausgesetzt, scheint es bei einer Verbindung mit zwei Bolzen auf Grundlage der beschriebenen Versuchsergebnisse statthaft zu sein, davon auszugehen, dass sich die Beanspruchungen gleichmäßig auf die beiden Bolzen verteilen. Es gilt also $P_1 = P_2$. Abbildung 6-22 veranschaulicht die Vergleichmäßigung der Bolzenbeanspruchungen durch die Darstellung der plastischen Verformungen einiger exemplarischer Bolzenpaare nach den durchgeführten Versuchen. Die Lastumlagerung auf den zweiten Bolzen funktioniert unabhängig von dem beobachteten Versagensmodus bei der Ausbildung eines oder zweier Fließgelenke.

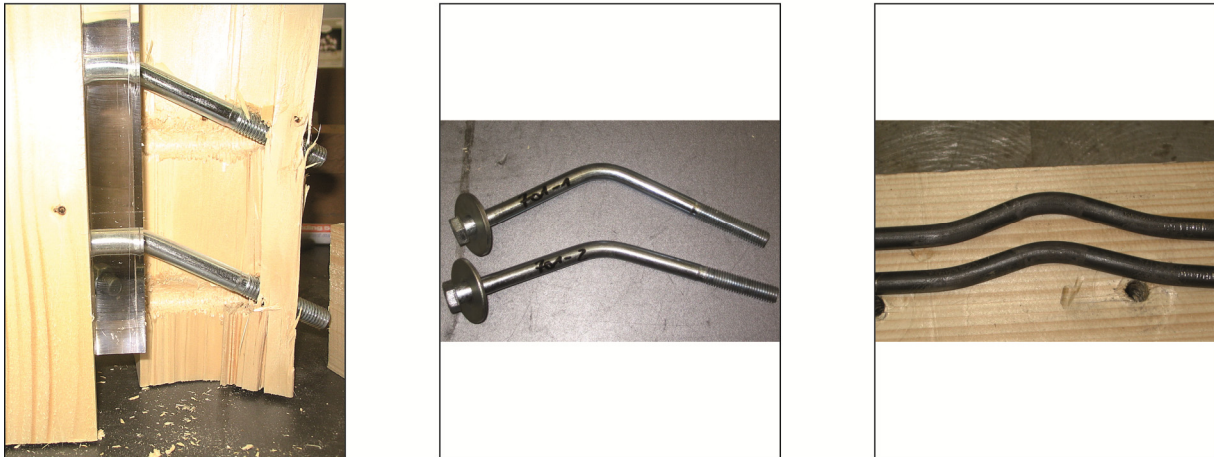


Abbildung 6-22: Verteilung der Bolzenbeanspruchungen, links: verformter Prüfkörper nach dem Bruch, Mitte: stark verformtes Bolzenpaar mit einem Fließgelenk, rechts: zwei Fließgelenke

Für die Bemessungsgleichung der Tragfähigkeit einer PMMA- Scheibe im Versagensmodus 1 bedeutet dies:

$$R_{k,1} = \frac{P_{n,k}}{2 \cdot \eta_n} = \frac{f_{t,k,PMMA} \cdot r_0 \cdot t_{PMMA} \cdot k_{BQ}}{2 \cdot \eta_n \cdot k \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \varphi_n \cdot \frac{3}{4 \cdot \beta} \right)} = \frac{f_{t,k,PMMA} \cdot d_L \cdot t_{PMMA} \cdot k_{BQ}}{k \cdot \left(\frac{8}{\pi^2} + \frac{9}{2 \cdot \beta} \right)}. \quad (6-19)$$

Ein Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Bruchlasten ist Anhang A.12-5 und A.12-6 zu entnehmen. Eine Darstellung der ϕ -Werte erfolgt in Abbildung 6-23. Man erkennt, dass alle Werte oberhalb von 1,20 liegen. Allerdings ergibt sich ein etwas höherer Teilsicherheitsbeiwert als zuvor.

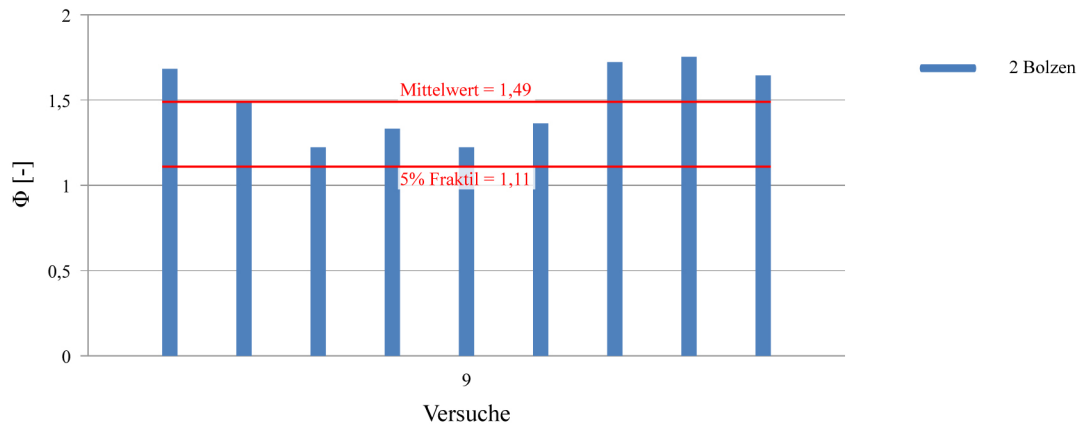


Abbildung 6-23: Verhältniswert Φ für die Proben aus Holz und PLEXIGLAS® XT mit zwei Bolzen

Dabei ist zu beachten, dass es in den meisten Fällen nicht zum Bruch der PMMA- Scheibe gekommen ist und die ϕ - Werte sich folglich noch erhöhen und deren Streuung sich verkleinern würden. Trotz sehr großer Bolzenverformungen und den damit einhergehenden Lastkonzentrationen infolge der starken Bolzenkrümmung an der Kante der Bohrung ist die PMMA- Scheibe in der Lage, die hohen Beanspruchungen abzutragen (siehe Abbildung 6-24). Die Versuche bestätigen den gemachten Ansatz für η_n und ϕ_n und die damit einhergehende Erhöhung des Tragfähigkeitsansatzes für das PMMA im Vergleich zu den Scheiben mit einer unterdimensionierten Dicke in Kapitel 6.2.5.2.



Abbildung 6-24: Beanspruchung der Bohrungsränder, links: verformter Prüfkörper mit zwei stark verbogenen Bolzen, Mitte: plastische Verformungen am Bohrungsrand der Scheibe, rechts: resultierende Eindrückungen im Holz

Die Laststeigerung gegenüber einer Verbindung mit einem einzelnen Bolzen ist größer als bei den Verbindungen mit einem spröden Versagen. Allerdings ist der Unterschied deutlich kleiner als bei einer reinen Holzverbindung, wo die Laststeigerung durch die wirksame Bolzenanzahl $n_{ef,0,H}$ gekennzeichnet ist. Der Unterschied erklärt sich durch das verschiedenartige Materialverhalten von Holz und PMMA. Am ersten Bohrloch der PMMA-Scheibe überlagern sich die Beanspruchungen aus dem dort angreifenden Bolzen mit den Zugspannungen, die durch die zweite Bolzenkraft verursacht werden.

Während Holz bei einem hinreichend großen Bolzenabstand in der Lage ist, diese Beanspruchungen umzulagern, wird in der PMMA-Scheibe in der Regel das erste Bolzenloch für den Nachweis maßgebend werden.

6.2.5.4 Prüfserien 2R-NH-RS

In diesem Abschnitt soll der Frage nachgegangen werden, inwieweit sich die für das extrudierte Standardmaterial gefundenen Erkenntnisse auch auf schlagzäh modifiziertes PMMA übertragen lassen. Aufgrund der bisher gemachten Erfahrungen mit dem Material liegt die Vermutung nahe, dass eine Lastumlagerung auf den zweiten Bolzen möglich ist. Unter einer großen Bolzendruckbelastung fängt PLEXIGLAS® Resist am Bohrungsrand an zu fließen.

Als Folge seines plastischen Verformungsvermögens könnte das Material zu Lastumlagerungen instande sein, selbst wenn die berechnete Mindestdicke $t_{PMMA,req}$ nicht eingehalten ist. Im Folgenden werden daher Versuche mit Proben aus PLEXIGLAS® Resist hergestellt, die von Ihren Abmessungen her denjenigen aus Kapitel 6.2.5.2 mit sprödem Versagen entsprechen (siehe Tabelle 6-5). Auch hier werden zusätzlich Referenzproben mit nur einem Bolzen getestet.

Tabelle 6-5: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit mehreren Bolzen

| Serie | Anzahl | n | t_H | e_{\perp} | e_{\parallel} | e_1 |
|----------------------|--------|-----|-------|-------------|-----------------|-------|
| | [-] | [-] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] |
| NH-RS-60-10-12 | 2 | 1 | 60 | 36 | 84 | -- |
| 2R-NH-RS-60-10-12-01 | 2 | 2 | 60 | 36 | 84 | 48 |
| 2R-NH-RS-60-10-12-02 | 2 | 2 | 60 | 36 | 84 | 168 |

Die Mindestdicke der Scheibe aus modifiziertem PMMA muss unter Berücksichtigung ihrer Festigkeit und den zugehörigen Teilsicherheitsbeiwerten neu berechnet werden. Die Bohrlöcher der untersuchten Proben weisen alle eine sehr gute Qualität mit der Güte I auf:

$$t_{PMMA,req} \approx 1,2 \cdot d_B^{0,8} \cdot \sqrt{\frac{f_{u,k} \cdot \gamma_{M,PMMA}}{k_{BQ} \cdot f_{t,k,PMMA}}} = 1,2 \cdot 12^{0,8} \cdot \sqrt{\frac{400 \cdot 1,5}{1,5 \cdot 50}} \text{ mm} = 25 \text{ mm} . \quad (6-20)$$

Die vorhandene Scheibendicke ist mit 10mm deutlich geringer. Folglich wäre eigentlich ein sprödes Versagen der Verbindung ohne große Laststeigerung aufgrund des Vorhandenseins eines zweiten Bolzens zu erwarten. Bei der Durchführung der Versuche fiel jedoch auf, dass die Laststeigerung durch den zweiten Bolzen mit etwa 40 Prozent deutlich über den zuvor beim entsprechenden Probekörper aus PLEXIGLAS® XT ermittelten Wert liegt. Die prognostizierte Lastumlagerung infolge des Fließens am Bohrloch war tatsächlich festzustellen.

Betrachtet man die für dieses Versuchsprogramm charakteristischen Bruchbilder in Abbildung 6-25, erkennt man deutliche Verformungen am ersten Bohrloch. Von diesem ging dann auch in allen Fällen der Wangebruch aus. Die Zugspannungsüberschreitungen sind deutlich an der typischen Weißfärbung des modifizierten PMMA zu erkennen. Beim genauen Betrachten merkt man aber auch, dass sich selbst die zweite Bohrung zu einem leichten Oval verformt hat. In einigen Fällen kam es sogar zum Fließen an der zweiten Bohrung (siehe Abbildung 6-25, rechts). Wenngleich die Last annähernd gleichmäßig auf beide Bolzen verteilt zu sein schien, muss das Versagen immer von der ersten Bohrung ausgehen, da der Nettoquerschnitt an dieser Stelle zusätzlich noch die von dem zweiten Bolzen ausgehenden Zugspannungen aufnehmen muss.

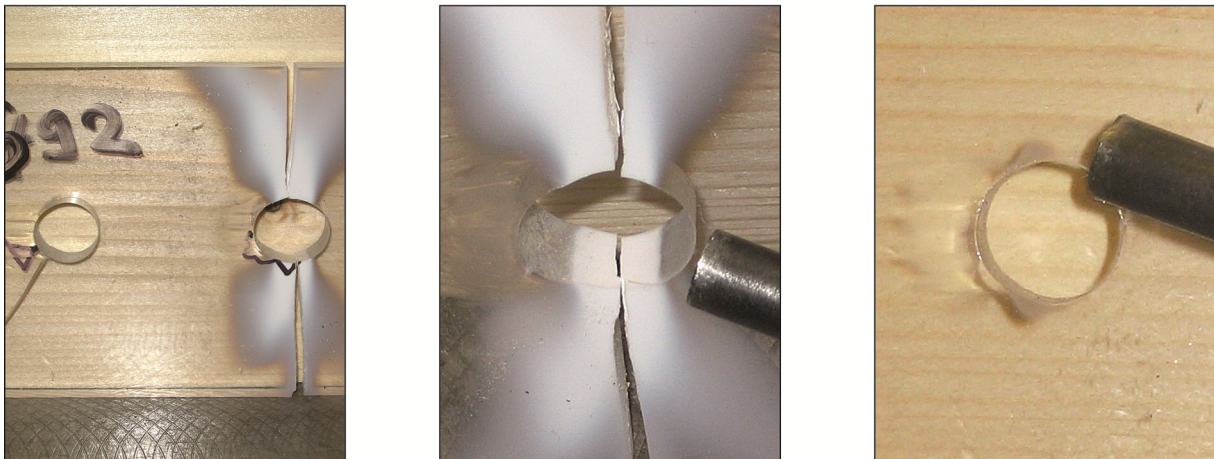


Abbildung 6-25: Bruchbilder der Serie 2R-NH-RS-60-10-12-01, links: Ovalisierung beider Bohrungslöcher, Mitte: Weißfärbung an der ersten Bohrung, rechts: kleine plastische Zonen auch an der zweiten Bohrung

Dieser Umstand wird durch die im vorigen Kapitel bei einer duktilen Verbindung für $P_1 = P_2$ angegebene Bemessungsgleichung (6-19) berücksichtigt. Wurde diese Gleichung zunächst lediglich für Scheiben aus Standardmaterial mit eingehaltener Mindestdicke empfohlen, scheint diese für modifiziertes Material auch auf geringere Dicken wie hier $0,4 \cdot t_{\text{PMMA, req}}$ anwendbar. In Abbildung 6-26 sind 3 exemplarische Lastverformungskurven für die untersuchten Probekörper angegeben.

Während der Probekörper der Serie 2R-NH-XT-100-12-01 infolge der fehlenden Scheiben-Mindestdicke ohne Vorankündigung spröde versagt, besitzen die beiden anderen Proben ein größeres Verformungsvermögen. Auch wenn die mechanischen Gründe für dieses Verhalten und die Höhe der Traglast unterschiedlich sind, sind beide Proben in der Lage, die Lasten auf den zweiten Bolzen umzulagern.

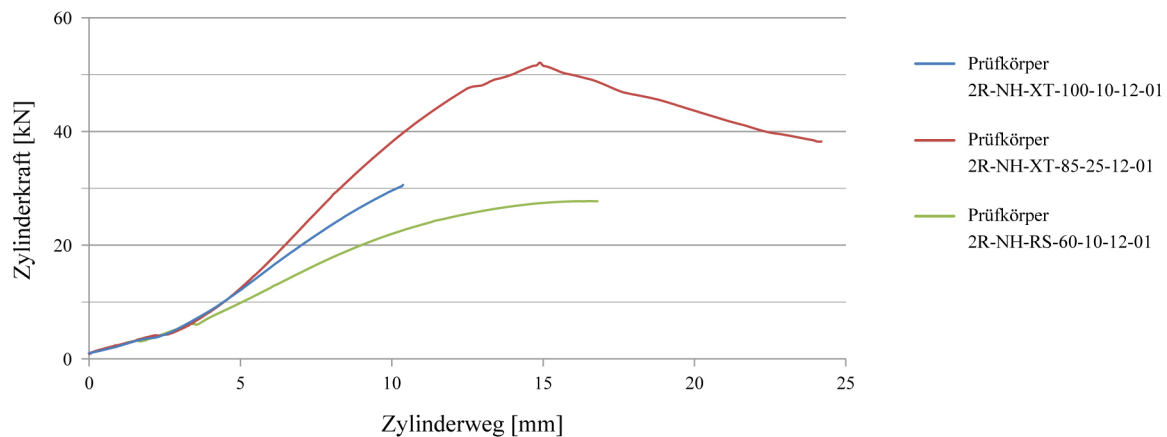


Abbildung 6-26: Last-Verformungskurven dreier exemplarischer Probekörper mit jeweils zwei Bolzen

Die Einzelergebnisse aller Prüfungen sind genau wie die Berechnung der Erwartungswerte der Tragfähigkeit sowie die Auswertung der ϕ -Werte Anhang A.12-7 bis A.12-9 zu entnehmen. Abbildung 6-27 zeigt, dass die theoretischen Werte für eine Verbindung mit zwei Bolzen deutlich über den Versuchsergebnissen liegen und die ϕ -Werte für alle Versuche fast identisch sind. Der theoretische Ansatz wurde somit für die geringere Scheibendicke von 10mm bestätigt. Die Ergebnisse scheinen auch auf andere Dicken übertragbar zu sein. Vor der generellen Verwendung des Ansatzes sollten jedoch weitere Bestätigungsversuche mit verschiedenen Dicken durchgeführt werden.

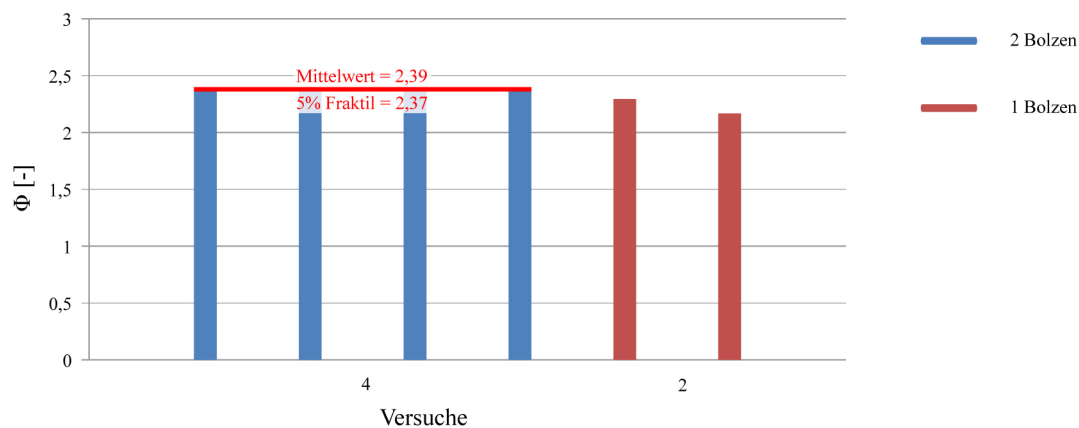


Abbildung 6-27: Verhältniswert Φ für die Proben aus Holz und PLEXIGLAS® RS mit einem und zwei Bolzen

6.2.5.5 Prüfserien 2R-NH-XT mit unterschiedlichen Bolzenschlankheiten

Mit dem in diesem Abschnitt dokumentierten Versuchsprogramm soll weiter untersucht werden, inwiefern eine Lastverteilung innerhalb der Verbindung möglich ist und ob dies von der Bolzenschlankheit bzw. dem Verhältnis der tatsächlichen PMMA- Scheibendicke zu seiner Mindestdicke abhängt. Dazu werden insgesamt acht verschiedene Probekörper hergestellt, die unterschiedliche Schlankheitsgrade aufweisen. Dabei werden zwei verschiedene Scheibenstärken verwendet. Der Schlankheitsgrad wird über die verschiedenen Bolzendurchmesser variiert. Das Holz liegt mit einer Stärke von 85mm oberhalb seiner Mindestdicke.

Aufgrund der unterschiedlichen Bolzenschlankheiten der einzelnen Prüfkörper werden auch unterschiedliche Versagensmodi maßgebend. Abbildung 6.28 gibt einen Überblick über die untersuchten Prüfkörper und die zu erwartenden Versagensmodi während Tabelle 6-6 die Geometriedaten der Prüfserien beinhaltet. Zu jedem Probekörper mit zwei Verbindungsmitteln wurde wieder eine Referenzprobe mit nur einem Bolzen untersucht. Die tabellarische Versuchsauswertung sowie alle zugehörigen Last- Verformungsdiagramme sind in Anhang A.12-10 bis A.12-12 abgedruckt.

Tabelle 6-6: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit mehreren Bolzen

| Serie | n | t _{PMMA} | d _B | e _⊥ | e | e ₁ |
|-------------------|-----|-------------------|----------------|----------------|-----------------|----------------|
| | [-] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] |
| NH-XT-85-10-5 | 1 | 10 | 5 | 36 | 84 | -- |
| NH-XT-85-10-6 | 1 | 10 | 6 | 36 | 84 | -- |
| NH-XT-85-10-8 | 1 | 10 | 8 | 36 | 84 | -- |
| NH-XT-85-10-10 | 1 | 10 | 10 | 36 | 84 | -- |
| 2R-NH-XT-85-10-5 | 2 | 10 | 5 | 36 | 84 | 120 |
| 2R-NH-XT-85-10-6 | 2 | 10 | 6 | 36 | 84 | 120 |
| 2R-NH-XT-85-10-8 | 2 | 10 | 8 | 36 | 84 | 120 |
| 2R-NH-XT-85-10-10 | 2 | 10 | 10 | 36 | 84 | 120 |
| NH-XT-85-25-10 | 1 | 25 | 10 | 60 | 140 | -- |
| NH-XT-85-25-16 | 1 | 25 | 16 | 60 | 140 | -- |
| NH-XT-85-25-18 | 1 | 25 | 18 | 60 | 140 | -- |
| NH-XT-85-25-20 | 1 | 25 | 20 | 60 | 140 | -- |
| 2R-NH-XT-85-25-10 | 2 | 25 | 10 | 60 | 140 | 120 |
| 2R-NH-XT-85-25-16 | 2 | 25 | 16 | 60 | 140 | 120 |
| 2R-NH-XT-85-25-18 | 2 | 25 | 18 | 60 | 140 | 120 |
| 2R-NH-XT-85-25-20 | 2 | 25 | 20 | 60 | 140 | 120 |

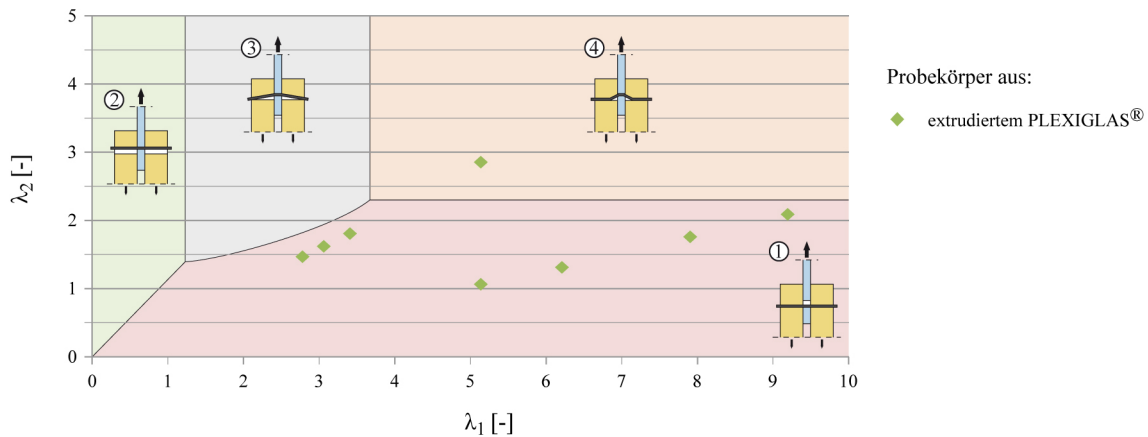


Abbildung 6-28: Prognostizierte Versagensmodi für die Proben

Die Auswertung der Versuche ergab, dass bei 14 von 16 Probekörpern zuerst ein Bolzenfließen festzustellen war, obwohl die theoretischen Rechenwerte fast immer einen Bruch des PMMA prognostizierten. Nur bei den Proben mit den kleinsten Schlankheitsgraden, bei denen die Dicke der PMMA-Scheibe nur etwa 50 Prozent des geforderten Mindestwerts aufwies, kam es zu einem spontanen Wangenbruch. Alle anderen wiesen ein großes Verformungsvermögen auf und konnten die Beanspruchung gleichmäßig auf beide Bolzen aufteilen.

Die Diskrepanz zwischen Prognose und tatsächlich im Versuch beobachteten Versagen erklärt sich durch die verhältnismäßig große Streuung der in dieser Arbeit ermittelten Materialkenngrößen von PMMA. Da in dem vorgelegten Bemessungskonzept ein spontanes Versagen der Verbindung durch einen Wangenbruch in dem Kunststoff vermieden werden soll, muss der Sicherheitsabstand zwischen den spröden und duktilen Versagensmodi entsprechend groß gewählt werden. Das kann jedoch für jeden einzelnen Versuch bedeuten, dass die Prognose auf der sicheren Seite liegt und unter den realen Bedingungen des Versuchs trotzdem ein Bolzenversagen eintritt.

In Abbildung 6-29 sind die Versagenslasten für die einzelnen Versuche zusammengestellt. Es zeigt sich, dass die Laststeigerung f durch den zweiten Bolzen sehr groß ist, wenn man das PMMA-Versagen verhindern kann.

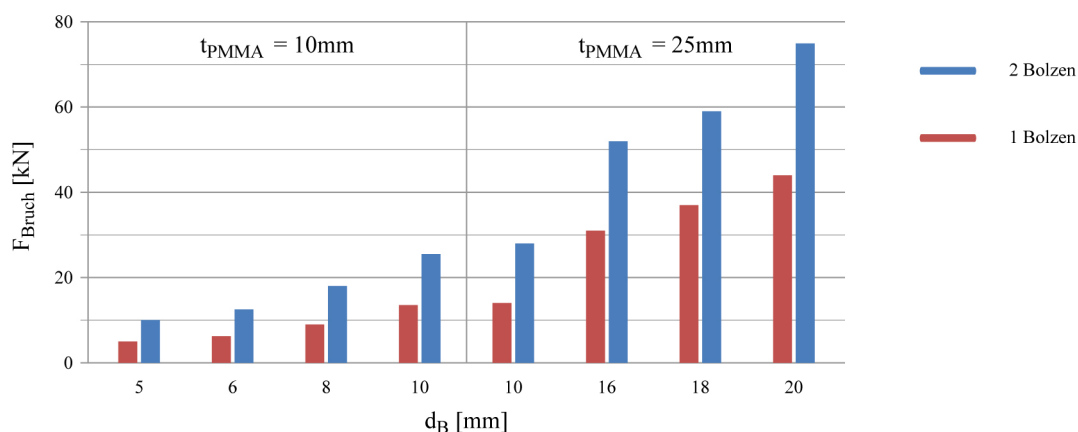


Abbildung 6-29: Versagenslasten der einzelnen Prüfkörper mit einem bzw. zwei Bolzen

Da in den dargestellten Versuchen die Bolzenbiegung den Ausschlag für das Versagen der Verbindung gab, korrespondiert die Laststeigerung durch den zusätzlichen Bolzen sehr gut mit den in Kapitel 6.2.4 angegebenen Regeln für die wirksame Bolzenanzahl $n_{ef,0,H}$. In Abbildung 6-30 ist die Laststeigerung für jede Probenkonstellation über dem Verhältnis $t_{PMMA} / t_{PMMA,req}$ aufgetragen. An den zusätzlich im Diagramm dargestellten Markierungen für die jeweilige wirksame Anzahl der Verbindungsmittel $n_{ef,0,H}$ zeigt sich, dass diese auf der sicheren Seite liegend sehr gut für die Berechnung der Tragfähigkeit von Verbindungen mit mehreren Bolzen herangezogen werden kann, solange die spröden Versagensformen durch eine entsprechende Dicke der PMMA- Scheibe verhindert werden können.

Betrachtet man Abbildung 6-30 mit der Fragestellung, ab welchem Wert für $t_{PMMA} / t_{PMMA,req}$ man von einem duktilen Versagensmechanismus mit dem geforderten Verformungsvermögen ausgehen kann, erhält man keine konkrete Aussage. Es erscheint möglich, die Minstdicke für das PMMA herabzusetzen. Schaut man sich die einzelnen Versuche an, sieht man, dass es erwartungsgemäß bei den beiden niedrigsten Verhältniswerten von 0,44 und 0,53 zu einem spontanen Wangenbruch im PMMA kam. Allerdings trat dieser jeweils nur bei dem Einzelbolzen auf, so dass die Laststeigerung im Versuch mit zwei Bolzen entsprechend groß war.

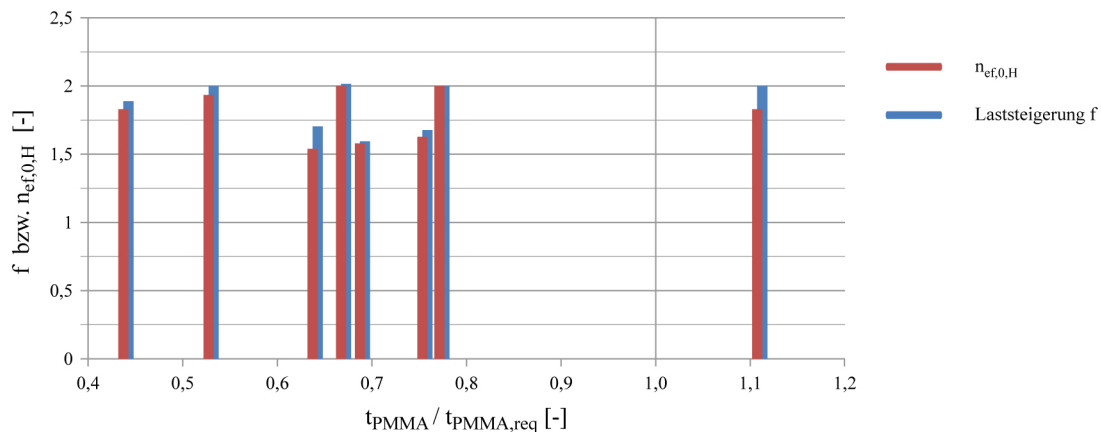


Abbildung 6-30: Laststeigerung f durch den zweiten Bolzen im Vergleich zum theoretischen Ansatz für die wirksame Bolzenanzahl $n_{ef,0,H}$ in Abhängigkeit vom Verhältniswert $t_{PMMA} / t_{PMMA,req}$

Aufgrund des oben beschriebenen notwendigen Sicherheitsabstands und wegen der kleinen Menge an Versuchen zu dieser Thematik wird in dieser Arbeit vorgeschlagen, an der hergeleiteten Gleichung für die Minstdicke für die PMMA- Scheibe festzuhalten.

Eine Auswertung der tatsächlichen Bruchlasten für die PMMA- Scheibe (siehe Anhang A.12-11 bis A.12-12) ergibt, dass diese wie bei allen Versuchen an Probekörpern aus Holz und PMMA immer größer sind als die für den Versagensmodus 1 berechneten Tragfähigkeiten. Der 5%-Fraktilwert für den ϕ -Wert bei den Versuchen an Verbindungen mit zwei hintereinander angeordneten Bolzen liegt bei 1,10. Allerdings ist die Streuung bei diesem kleinen Probenumfang größer als bei den Proben mit einem einzelnen Bolzen in Kapitel 5.4.3. In Abbildung 6-31 sind die Bruchlasten der PMMA- Scheibe den Erwartungswerten für den Versagensmodus 1 gegenübergestellt.

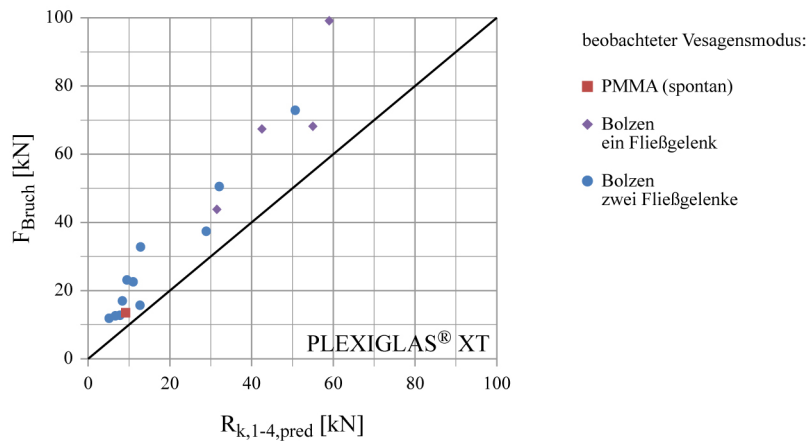


Abbildung 6-31: Vergleich der PMMA- Bruchlasten mit den Erwartungswerten der Proben für den Versagensmechanismus 1

6.2.5.6 Prüfserien 3R-NH-XT und 4R-NH-XT mit drei bzw. vier Bolzen

In dem letzten Versuchsprogramm dieses Kapitels soll erforscht werden, wie sich die Verbindung aus Holz und PMMA verhält, wenn drei oder mehr Bolzen hintereinander angeordnet werden. Dazu werden jeweils zwei Versuche mit drei und vier Bolzen mit derselben Versuchseinrichtung wie zuvor durchgeführt. Die Stärke des Holzes sowie die Rand- und Lochabstände werden bei diesen Serien konstant gehalten. Die Dicke der PMMA-Scheibe entspricht genau der berechneten Minstdicke, d.h. es gilt $t_{\text{PMMA}} / t_{\text{PMMA,req}} = 1$. Eine Übersicht über das Versuchsprogramm gibt Tabelle 6-7.

Tabelle 6-7: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit mehreren Bolzen

| Serie | n | t_{PMMA} | d_B | e_{\perp} | e_{\parallel} | e_1 |
|----------------------|-----|-------------------|-------|-------------|-----------------|-------|
| | [-] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] |
| 2R-NH-XT-85-25-12-02 | 3 | 25 | 12 | 36 | 84 | 84 |
| 3R-NH-XT-85-25-12-01 | 2 | 25 | 12 | 36 | 84 | 84 |
| 4R-NH-XT-85-25-12-01 | 2 | 25 | 12 | 36 | 84 | 84 |

Bei der Durchführung der Versuche zeigte sich, dass eine Lastumlagerung vom ersten auf die folgenden Bolzen auch bei drei und vier Bolzen möglich ist, wenn die Minstdicke eingehalten wird. In Abbildung 6-32 ist die gleichmäßige Verformung aller drei Bolzen zu erkennen. Dies wird auch an den Eindrückungen im Holz an den drei Bohrlöchern deutlich. Nachdem es zu einem Fließen der Bolzen gekommen ist, versagen schließlich alle Probekörper durch einen spontanen Bruch der PMMA- Scheibe an dem am stärksten beanspruchten ersten Bohrloch (siehe Abbildung 6-32, links).



Abbildung 6-32: Bruchbilder der Serie 3R-NH-XT-85-25-12-01, links: Bruch am ersten Bohrloch, Mitte: Verformung aller drei Bolzen, rechts: Eindrückungen an allen drei Bolzenlöchern im Holz

Ausgehend von einer gleichmäßigen Verteilung der äußeren Last auf die einzelnen Bolzen kann die Tragfähigkeit der PMMA- Scheibe im Versagensmodus 1 wie folgt berechnet werden:

Für 3 Bolzen gilt die Bedingung: $P_1 = P_2 = P_3$

$$R_{k,l} = \frac{P_{n,k}}{2 \cdot \eta_n} = \frac{f_{t,k,PMMA} \cdot r_0 \cdot t_{PMMA} \cdot k_{BQ}}{2 \cdot \eta_n \cdot k \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \varphi_n \cdot \frac{3}{4 \cdot \beta} \right)} = \frac{3 \cdot f_{t,k,PMMA} \cdot d_L \cdot t_{PMMA} \cdot k_{BQ}}{k \cdot \left(\frac{16}{\pi^2} + \frac{15}{\beta} \right)}. \quad (6-21)$$

Für 4 Bolzen gilt die Bedingung: $P_1 = P_2 = P_3 = P_4$

$$R_{k,l} = \frac{P_{n,k}}{2 \cdot \eta_n} = \frac{f_{t,k,PMMA} \cdot r_0 \cdot t_{PMMA} \cdot k_{BQ}}{2 \cdot \eta_n \cdot k \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \varphi_n \cdot \frac{3}{4 \cdot \beta} \right)} = \frac{f_{t,k,PMMA} \cdot d_L \cdot t_{PMMA} \cdot k_{BQ}}{k \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \frac{21}{4 \cdot \beta} \right)}. \quad (6-22)$$

Eine Darstellung aller Last-Verformungskurven und die Auswertung der Ergebnisse inklusive einer Berechnung der theoretischen Tragfähigkeiten erfolgt im Anhang A.12-13 bis A.12-15. Die Versagenslasten der Probekörper sind in Abbildung 6-33 grafisch dargestellt.

Die Laststeigerung von einer Verbindung mit zwei auf eine mit drei bzw. vier Bolzen entspricht sehr gut der Steigerung, die durch die wirksame Bolzenanzahl mit $n_{ef,0,H}$ beschrieben werden kann. Dieser Ansatz ist auch legitim, da man in allen Fällen ein duktilen Versagen des Bolzens beobachten kann. Betrachtet man sich allerdings die Probekörper der Serie 4R-NH-XT-85-25-12-01 mit vier Verbindungsmitteln, erkennt man, dass hier bei einem der beiden ein spontaner Wangenbruch auftritt. Die aufnehmbare Zugspannung im PMMA ist frühzeitig überschritten und die volle Laststeigerung kann nicht mehr erreicht werden.

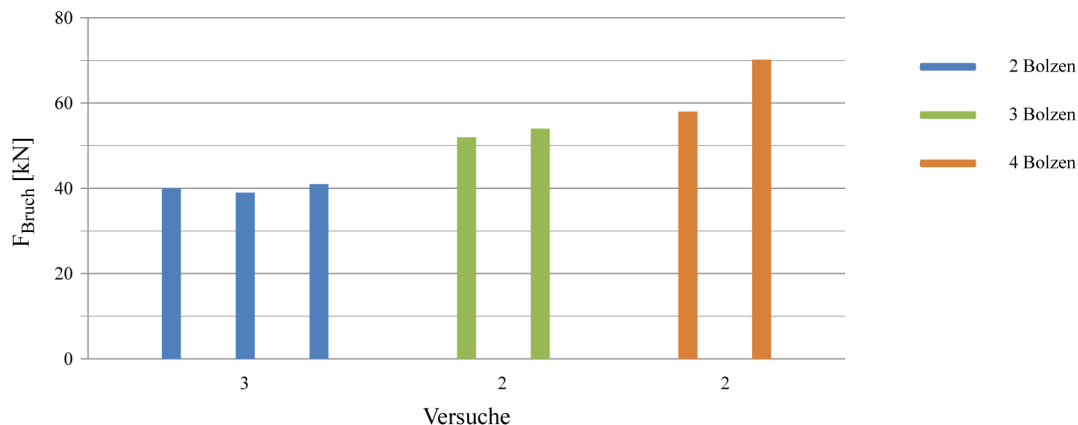


Abbildung 6-33: Versagenslasten für die Prüfkörper mit zwei, drei und vier Bolzen in Reihe

Die Tragfähigkeit der gesamten Verbindung mit mehreren hintereinander angeordneten Verbindungsmitteln ist selbst bei einer intelligenten Steuerung des Tragverhaltens über die Einhaltung von Geometrie und Festigkeitsparametern am Ende immer begrenzt auf die Kapazität des ersten Bohrlochs in der PMMA- Scheibe. Diese hängt wiederum davon ab, wie groß die Zugbeanspruchung ist, die der Nettoquerschnitt an dieser Stelle noch zusätzlich aus den nachfolgenden Bolzen aufnehmen kann. Wird die Zugspannung zu groß, kommt es zum Wangenbruch.

Da die Laststeigerungsmöglichkeiten bei diesem Versagensmechanismus deutlich geringer sind als bei den Mechanismen 2 bis 4 (Lochleibung Holz und Bolzenfließen) durch $n_{\text{ef},0,H}$ beschrieben, wird der Sicherheitsabstand zwischen dem angestrebten Bolzenversagen und einem spröden PMMA- Wangenbruch mit Hinzufügen eines jeden weiteren Bolzens geringer, bis die Zugfestigkeit am Bohrloch der PMMA- Scheibe ab einer gewissen Bolzenanzahl schließlich immer maßgebend werden dürfte. Bis zu einer Anzahl von vier Bolzen ist es noch gut möglich, ein Bolzenversagen durch das Einhalten der Mindestdicke für das PMMA zu provozieren. Darüber hinaus muss von einem spröden Versagen der Verbindung ausgegangen werden.

In Abbildung 6-34 sind die Last- Verformungsdiagramme jeweils eines exemplarischen Prüfkörpers für die drei untersuchten Serien dargestellt. Man erkennt, dass es bei der Probe mit nur zwei Bolzen zuerst zum Fließen der Bolzen kommt, bevor schließlich das Holz aufreißt und es nach erheblichen Verformungen zum endgültigen Bruch der Verbindung kommt. Die PMMA- Scheibe wird im Versuch nicht zerstört. Bei der Probe mit drei Verbindungsmitteln kommt es zum Versagen der Verbindung durch Fließen der Bolzen. Der endgültige Bruch geht später vom ersten Bohrloch der PMMA- Scheibe aus. Die Laststeigerung nach dem Fließen des Bolzens liegt aber noch bei etwa 50 Prozent. Die Probe mit vier Bolzen erreicht in etwa die gleiche Bruchlast wie diejenige mit dreien. Allerdings kommt es hier direkt zum spontanen Wangenbruch am ersten Bohrloch. Ein Fließen des Bolzens ist nur noch ansatzweise zu erkennen. Rechnerisch wird nun der Nachweis im Versagensmechanismus 1 (PMMA) klar maßgebend.

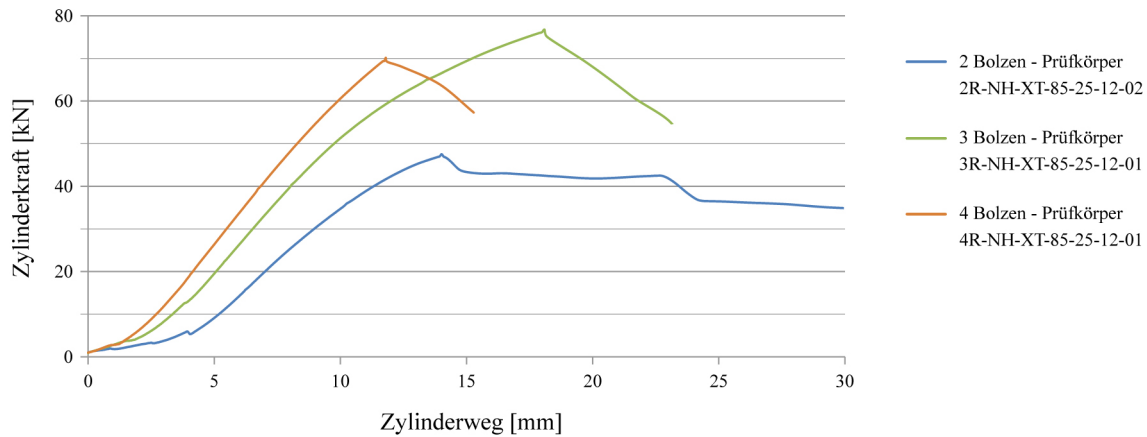


Abbildung 6-34: Vergleich der Last- Verformungskurven jeweils eines Prüfkörpers mit zwei, drei und vier Bolzen

Diese Betrachtung macht deutlich, dass die Kapazität einer Lochleibungsverbindung zwischen Holz und PMMA mit hintereinander angeordneten Bolzen ab einer Anzahl von vier Bolzen durch das Hinzufügen weiterer Verbindungsmittel nur noch unwesentlich gesteigert werden kann. Die maximal aufnehmbare Anschlusslast wird begrenzt durch $R_{k,1}$ und wird bestimmt durch die Last, die gerade noch unter Berücksichtigung der Kerbwirkung durch den Nettoquerschnitt am ersten Bolzen geleitet werden kann. Wie man aus den Betrachtungen am Grundzustand im Kapitel 6.2.1 ersehen kann, ist diese sehr stark von der mitwirkenden Breite b_w der Scheibe abhängig.

Die Auswertung der Versuchsdaten in Anhang A.12-15 und ein Vergleich mit den Erwartungswerten aus dem analytischen Ansatz bestätigen den vorgestellten Lösungsansatz auch für die untersuchten Verbindungen mit drei und vier Bolzen. Eine Gegenüberstellung der tatsächlichen Bruchlasten für das PMMA mit den Erwartungswerten für die Tragfähigkeit der Scheibe ist in Abbildung 6-35 dargestellt. Die Bruchlasten liegen immer deutlich über den Rechenwerten.

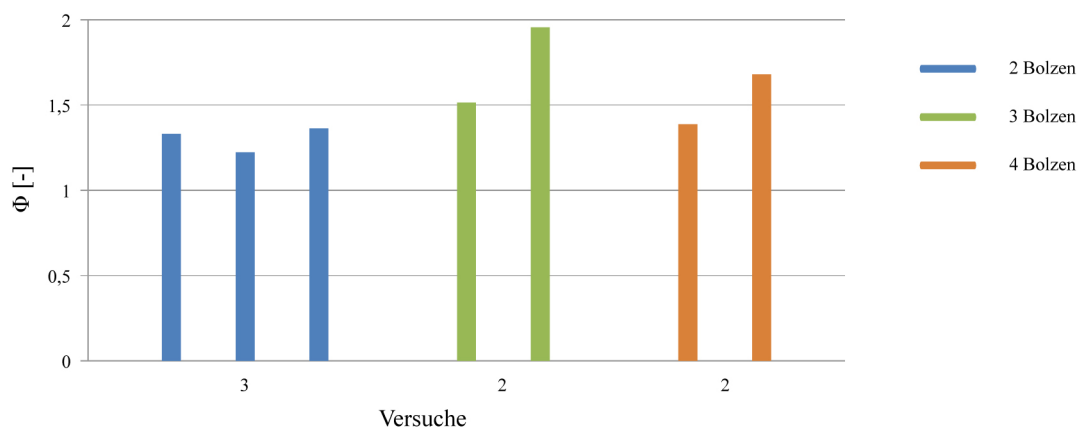


Abbildung 6-35: Vergleich der PMMA- Bruchlasten mit den Erwartungswerten der Proben für den Versagensmechanismus 1

6.2.5.7 Wichtigste Erkenntnisse aus den Versuchen mit mehreren Bolzen

Die Durchführung der Versuche an Prüfkörpern aus Holz und PMMA verbunden durch eine Reihe hintereinander angeordneter Bolzen hat zum einen gezeigt, dass sich das weichere Kombinationsmaterial Holz wie erwartet günstig auf die Verteilung der Beanspruchungen innerhalb der Verbindung und damit die Beanspruchungen im PMMA auswirkt. Die äußere Anschlusslast kann unter Berücksichtigung der Mindestdicke der PMMA- Scheibe und unter Berücksichtigung des Verformungsvermögens des Bolzens als gleichmäßig auf die einzelnen Verbindungsmittel verteilt angenommen werden.

Eine genauere Betrachtung der Spannungen in der PMMA- Scheibe bei Verbindungen mit mehr als zwei Verbindungsmitteln hat jedoch gezeigt, dass die Beanspruchungen am ersten Bohrloch trotz des duktilen Verhaltens der Bolzens am größten bleiben. Während sich die Lasten im Holz umlagern können, ist dies im PMMA nicht möglich. Infolge der Überlagerung der Beanspruchung aus dem ersten Bolzen mit der Zugbeanspruchung aus den folgenden Bolzen kommt es im Restquerschnitt zum spontanen Versagen durch Wangenbruch. In manchen Fällen kommt es zum Versagen am zweiten Bolzen, wenn dort die Tragfähigkeit infolge einer schlechteren Bohrlochqualität deutlich kleiner ist.

Es zeigt sich, dass die vorgegebene Duktilitätsanforderung über die Mindestdicke der PMMA- Scheibe bei der Anordnung von mehr als drei Bolzen in einer Reihe auf der unsicheren Seite liegen kann. Mit zunehmender Bolzenanzahl wird der Bruch der PMMA- Scheibe wahrscheinlicher, da die Laststeigerungskapazität im Holz bzw. Bolzen deutlich höher sind als beim Versagen 1 (vgl. Versuche mit 4 Bolzen Serie 4R-NH-XT-85-25-12-01). Die Überprüfung der Tragfähigkeit $R_{k,1}$ für den Versagensmechanismus 1 wird dann maßgebend für die Bemessung.

Nach der aktuellen Normung im Holzbau ([4], [16]) ist für den Nachweis der Verbindungsmittel in den Fugen von aus Einzelholzquerschnitten zusammengesetzten Biegeträgern keine Abminderung der Tragfähigkeit mit $n_{ef,0,H}$ für die Anordnung mehrerer Bolzen in Reihe erforderlich. Aufgrund der gerade beschriebenen Erkenntnisse aus den Versuchen scheint eine Übertragung dieses Bemessungsansatzes auf das Verbundsystem aus Holz und PMMA fraglich. Die Materialvoraussetzungen unterscheiden sich von denen einer reinen Holzkonstruktion mit einem Steg aus einer Holzwerkstoffplatte vor allem hinsichtlich der Lastumlagerungsmöglichkeiten im Restquerschnitt am Bohrloch. Hier sollte als ein Minimum der Schubfluss in der Verbundfuge an jeder Stelle voll abgedeckt sein. Ein Verschmieren der Last ist nicht zulässig.

Die Steuerung der Nachgiebigkeit über die Mindestdicke der PMMA- Scheibe und den Durchmesser des Verbindungsmittels ist eine Grundvoraussetzung für das Funktionieren des Verbundsystems. Sollte das Einhalten der Mindestdicke nicht möglich sein, kann über die Verwendung von schlagzäh modifiziertem PMMA oder zusätzlichen weichen Hülsmaterialien nachgedacht werden, um auf diese Weise die geforderte Nachgiebigkeit in der Verbindung zu erzielen.

6.2.6 Lastverteilung bei langen Bolzenverbindungen

In den vorangehenden Kapiteln wurde deutlich, dass die Schubkraftverteilung bei langen Bolzenverbindungen nicht gleichmäßig über die Länge des Anschlusses ist. Einige Bolzen erhalten eine wesentlich höhere Beanspruchung als sich bei einer Mittelung der gesamten Schubkraft über die Anschlusslänge ergeben würde (siehe Abbildung 2-47 in Kapitel 2.4.1.2). Dieser Umstand ist bei der Berechnung der anteiligen Bolzenlast im Zuge der Bemessung einer Verbindung unbedingt zu berücksichtigen, da das spröde PMMA nicht über die Fähigkeit verfügt, Beanspruchungen innerhalb des Anschlusses von einem auf den anderen Bolzen umzulagern.

Die Verteilung der Anschlusslast auf die einzelnen Verbindungsmittel hängt von den folgenden Einflussgrößen ab:

- Geometrie der Verbindung (Anzahl und Abstände der Verbindungsmittel),
- Dehnsteifigkeitsverhältnis der verbundenen Bauteile ($E_1 A_1 / E_2 A_2$),
- Duktilität der Bauteile und Verbindungsmittel,
- Steifigkeit des Bolzens im Zusammenwirken mit der PMMA- Scheibe und dem jeweiligen Kombinationswerkstoff (d_B / t_{PMMA} bzw. d_B / t_{Komb}),
- Passgenauigkeit der Schrauben (Lochspiel).

Petersen beschreibt das Tragverhalten einer Scher-Lochleibungsverbindung mit mehreren hintereinander angeordneten Bolzen in [123] für den elastischen Bereich als ein statisch unbestimmtes Problem, bei dem die in Abbildung 6-36 oben und unten dargestellten Grenzfälle betrachtet werden können.

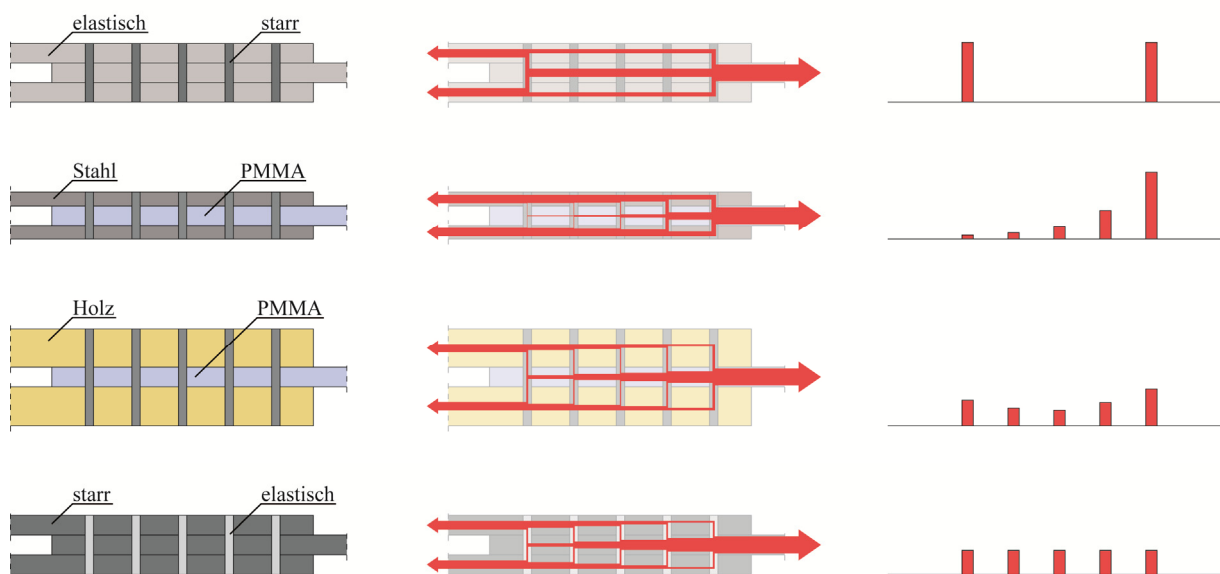


Abbildung 6-36: Verteilung der Beanspruchungen bei langen Anschlüssen, links: Konstellation der Verbindung, Mitte: Verlauf des Kraftflusses, rechts: Lastverteilung auf die Bolzen

Die tatsächlich in den Bauteilen auftretenden Beanspruchungen liegen zwischen diesen Grenzfällen. Unter der Annahme starrer Bolzen und eines elastischen Materialverhaltens der zu verbindenden Laschen, übertragen die Bolzen an den Enden des Anschlusses die komplette Last (Abbildung 6-36-oben). Demgegenüber werden bei Vorhandensein einer gewissen Nachgiebigkeit der Bolzen und starren Laschen alle Bolzen gleich stark beansprucht (Abbildung 6-36-unten). In der Realität konzentrieren sich die Bolzenkräfte zunächst bei steigender Belastung an den beiden Anschlussenden. Verfügen die Endbolzen über die notwendige Nachgiebigkeit, gleichen sich die Bolzenkräfte einander immer mehr an. Während sich eine Verbindung zwischen PMMA und Stahl eher wie der obere Grenzfall verhält, rückt eine Verbindung zwischen PMMA und Holz aufgrund der Verformbarkeit des Bolzens näher an den unteren Grenzfall heran (vgl. Abbildung 6-22).

Baitinger stellt in Abhängigkeit von den oben aufgeführten Einflussgrößen eine Gleichung zur Bestimmung der Schubkraftverteilung über die Länge einer Verbindung dar, die in [35] aufbauend auf einem Ansatz für geklebte Verbindungen im Leichtbau nach [94] hergeleitet wird. Auf eine Wiederholung der analytischen Lösung wird an dieser Stelle verzichtet und stattdessen auf die genannte Literatur verwiesen. Der erwähnte Ansatz kann nur als eine konservative Abschätzung der Lastverteilung betrachtet werden, da hierin von einer gleichmäßigen Verteilung der Dehnungen über die Bauteillänge ausgegangen wird. Lastumlagerungen infolge von Spannungskonzentrationen am Bohrungsrand können nicht mit einbezogen werden.

6.3 Mindestabstände der Verbindungsmittel

6.3.1 Allgemein

In Kapitel 3.2.1 wurde bereits festgestellt, dass es bei einer Lochleibungsverbindung Versagensmechanismen wie das Ausreißen eines Bolzens oder Zug-/ Scherbrüche am Rand der PMMA- Scheibe gibt, die durch das Einhalten von konstruktiven Randbedingungen vermieden werden sollten, um notwendige Krafteinleitungsbereiche sicherzustellen und ein vorzeitiges Versagen der Verbindung zu vermeiden (siehe Abbildung 3-6). Daher ist es notwendig, entsprechende Mindestanforderungen an die Lochabstände in einer PMMA- Scheibe zu definieren. Die abgeleiteten Bemessungsgleichungen für Lochleibungsverbindungen in Bauteilen aus PMMA sind nur gültig, solange besagte Versagensarten ausgeschlossen werden können. Deshalb werden im Folgenden numerische und experimentelle Untersuchungen beschrieben, auf deren Grundlage Empfehlungen hinsichtlich der Mindestlochabstände angegeben werden können. Hierbei ist zu unterscheiden zwischen den Randabständen und den Abständen der Bohrlöcher untereinander, wenn mehrere Verbindungsmittel in einer Gruppe angeordnet sind.

Aufgrund der Tatsache, dass die PMMA- Scheiben in dem hier vorliegenden Anwendungsfall mit Holzgurten verbunden werden sollen, müssen auch die Anforderungen an die Lochabstände im Holzbau eingehalten sein. Daher werden die aus den Holzbaunormen bekannten Mindestabstände als Ausgangspunkt für die weiteren Untersuchungen verwendet. Außerdem werden noch die Mindestabstände aus dem Stahlbau zum Vergleich herangezogen. Darüber hinaus gibt es entsprechende Empfehlungen für Kunststoffe in der BÜV- Richtlinie ([31]), die ebenfalls Beachtung finden sollen.

Aufgrund des anisotropen Aufbaus von Holz hängen die minimalen Lochabstände im Holzbau von der Orientierung der Bolzenlast zur Faserrichtung des Holzes ab. Ferner wird zwischen einem belasteten und einem unbelasteten Rand bzw. Hirnholzende unterschieden. Beim Eintreiben eines Verbindungsmittels in das Holz ohne Vorbohren, werden Holzfasern verdrängt, was zu Querkzugspannungen und schließlich zu einem Aufspalten des Holzes führen kann (siehe Abbildung 6-37). Im hier behandelten Fall kann auf ein Vorbohren der Löcher nicht verzichtet werden. Dadurch verringert sich die Spaltgefahr und somit verkleinern sich auch die Mindestabstände.

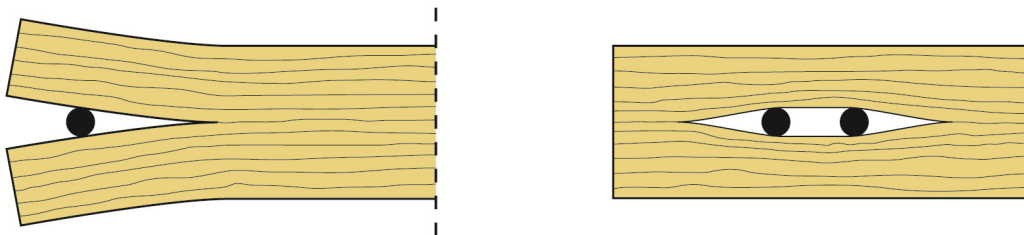


Abbildung 6-37: Aufspalten des Holzes wegen zu kleiner Lochabstände

In Abbildung 6-38 werden die Mindestabstände im Holzbau definiert und die verwendeten Bezeichnungen erläutert.

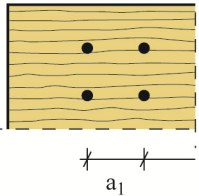
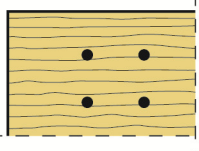
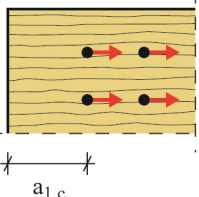
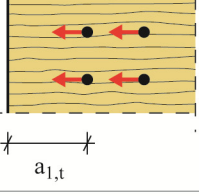
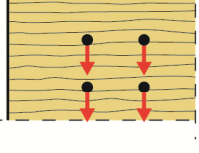
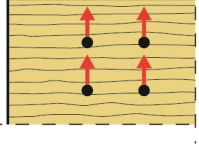
| | <i>EC 5:2010</i> | <i>DIN 1052:2008</i> | <i>DIN 1052:1988</i> | <i>CSA O86-09 (Kanda)</i> | <i>ASCE (1991) (USA)</i> | <i>TCManual (1974) (USA)</i> |
|---|----------------------------|----------------------------|----------------------------|-------------------------------|------------------------------|----------------------------------|
|  | 5 d _B | 5 d _B | 8 d _B | 4 d _B | 4 d _B | 4 d _B |
|  | 4 d _B | 3 d _B | 3 d _B | 3 d _B | 1,5 d _B | 4 d _B |
|  | 4 d _B | 3 d _B | 3 d _B | 4 d _B ≥ 50mm | 4 d _B | 4 d _B |
|  | 7 d _B ≥ 80mm | 7 d _B ≥ 80mm | 6 d _B ≥ 80mm | 5 d _B ≥ 50mm | 7 d _B | 7 d _B |
|  | 3 d _B | 3 d _B | 3 d _B | 1,5 d _B | 1,5 d _B | 1,5 d _B |
|  | 3 d _B | 3 d _B | 3 d _B | 4 d _B | 4 d _B | 4 d _B |

Abbildung 6-38: Definition der Mindestabstände im Holzbau nach verschiedenen Normen, Bezeichnungen gemäß [16], vgl. [1], [28], [2], [6], [16] und [4]

Um die Abstände im Holzbauteil von denen in der PMMA- Scheibe unterscheiden zu können, werden für das Holz die Bezeichnungen nach DIN 1052 ([16]) benutzt, während für das PMMA die Bezeichnungen und Definitionen aus Abbildung 4-97 beibehalten werden. Bei der Überprüfung der Mindestabstände sollte grundsätzlich jedes Bauteil der Verbindung getrennt betrachtet werden.

Die Verbindung der Holzgurte mit dem PMMA- Steg sollte nach Möglichkeit nur einreihig ausgeführt werden. Dabei sollten die Bolzen vorzugsweise mittig im Holzgurt angebracht werden. Ansonsten können Holzfeuchteänderungen zu Maßänderungen im Gurt führen. Werden die hervorgerufenen Schwindverformungen durch eine ungünstige Anordnung der Verbindungsmittel behindert, kommt es zur Rissbildung im Holzgurt.

In Abbildung 6-38 sind außerdem die Mindestanforderungen an die Rand- und Lochabstände von Passbolzen nach verschiedenen Holzbaunormen tabellarisch gegenübergestellt worden. Grundlage für die weiteren Betrachtungen sind die aktuellen deutschen Normen DIN 1052 und Eurocode 5 ([16] bzw. [4]).

Die deutsche Stahlbaunorm DIN 18800 ([7]) gibt in Teil 1 einen minimalen Randabstand von $1,2 \cdot d_B$ an. Außerdem wird ein maximaler Abstand von $3 \cdot d_B$ bzw. $6 \cdot t_{\min}$ genannt. Diese Randabstände gelten in Kraftrichtung und rechtwinklig dazu. Der kleinste Lochabstand innerhalb der Bolzengruppe beträgt in Kraftrichtung $2,2 \cdot d_B$ und rechtwinklig dazu $2,4 \cdot d_B$.

Die BÜV- Richtlinie ([31]) empfiehlt, für die Verwendung von stiftförmigen Verbindungsmitteln in Kunststoffbauteilen in beiden Richtungen Achsabstände von $5 \cdot d_B$ und Randabstände von $2,5 \cdot d_B$ einzuhalten. Dabei sollten diese allerdings einen Wert von 30 mm nicht unterschreiten.

Die zusammengestellten Vergleichswerte sollen nun als Grundlage für die Überprüfung von zulässigen Rand- bzw. Lochabständen für tragende Bauteile aus PMMA dienen. Die im Rahmen der Versuche geprüften Probekörper besitzen Geometrien, die sich an dem beschriebenen Bereich von Abständen orientieren.

6.3.2 Randabstand parallel zur Kraftrichtung

Um den Einfluss des Randabstandes parallel zur Kraftrichtung weiter untersuchen zu können, werden mithilfe des vorne beschriebenen Versuchsaufbaus weitere Probekörper mit geringeren Randabständen e_{\parallel} geprüft. Anschließend werden die so erhaltenen Ergebnisse mit denjenigen der in Kapitel 4.3 beschriebenen Prüfserien mit ausreichend großen Randabständen verglichen. Dabei werden Proben aus extrudiertem Standardmaterial und aus schlagzäh modifiziertem PMMA untersucht. Außerdem werden verschiedene Scheibendicken betrachtet. Tabelle 6-8 beschreibt die einzelnen Prüfserien mit Proben aus extrudiertem PMMA, Tabelle 6-9 gibt einen Überblick über die Serien mit modifiziertem PMMA.

Tabelle 6-8: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit extrudiertem PMMA

| Serie | Anzahl | t | B | L | e _⊥ | e _∥ | d _B / d _L |
|-------------|--------|------|------|------|----------------|----------------|---------------------------------|
| | [-] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] |
| XT-20-20-05 | 4 | 20 | 300 | 260 | 150 | 60 | 20 / 21 |
| XT-20-20-06 | 8 | 20 | 300 | 350 | 150 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-07 | 4 | 20 | 300 | 420 | 150 | 140 | 20 / 21 |
| XT-20-20-08 | 6 | 20 | 400 | 350 | 200 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-09 | 3 | 20 | 400 | 460 | 200 | 160 | 20 / 21 |
| XT-20-20-10 | 4 | 20 | 300 | 200 | 150 | 30 | 20 / 21 |
| XT-20-20-11 | 4 | 20 | 300 | 220 | 150 | 40 | 20 / 21 |
| XT-20-20-12 | 4 | 20 | 300 | 240 | 150 | 50 | 20 / 21 |
| XT-10-12-01 | 35 | 10 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |
| XT-10-12-03 | 4 | 10 | 240 | 380 | 120 | 120 | 12 / 13 |
| XT-10-12-04 | 3 | 10 | 72 | 300 | 36 | 24 | 12 / 13 |

Tabelle 6-9: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit modifiziertem PMMA

| Serie | Anzahl | t | B | L | e _⊥ | e _∥ | d _B / d _L |
|-------------|--------|------|------|------|----------------|----------------|---------------------------------|
| | [-] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] |
| RS-10-12-01 | 23 | 10 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |
| RS-10-12-02 | 3 | 10 | 72 | 300 | 36 | 84 | 12 / 13 |
| RS-10-12-04 | 3 | 10 | 72 | 300 | 36 | 15 | 12 / 13 |
| RS-10-12-05 | 3 | 10 | 72 | 300 | 36 | 24 | 12 / 13 |
| RS-10-12-06 | 3 | 10 | 168 | 300 | 84 | 15 | 12 / 13 |

Die Last- Verformungskurven für die neu dazugekommenen Prüfserien befinden sich ebenso im Anhang (Abbildungen A.13-1-1 bis A.13-2-3) wie die Tabellen mit den ausgewerteten Bruchlasten (Tabelle A.13-3 und A.13-4). Darüber hinaus werden auch für die Scheiben mit kleinen Randabständen die Bruchspannungen mit dem analytischen Ansatz zurückgerechnet. Die auf diesem Weg ermittelten Spannungen sind aber nur als Vergleichswerte zu verstehen, da die analytische Lösung die auftretenden Zugspannungen gemäß Abbildung 4-55 bei einer mitwirkenden Breite von weniger als $6 \cdot d_B$ leicht unterschätzt.

In Abbildung 6-39 werden beispielhaft die Bruchlasten sowie die entsprechenden Spannungen für die Probekörper aus 20 mm dickem PLEXIGLAS® XT dargestellt. Die zugehörigen Bohrlochqualitäten werden dabei farbig markiert. Die Diagramme für die restlichen Serien befinden sich im Anhang (Abbildungen A.13-5 und A.13-6). Aufgrund der großen Streuung der Ergebnisse bei einem relativ kleinen Probenumfang lässt sich nur eine qualitative Aussage machen.

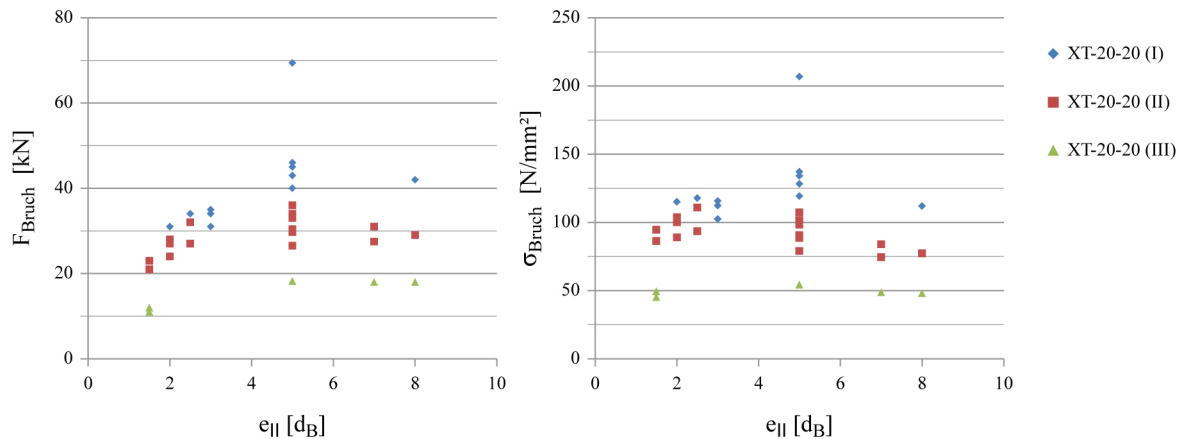


Abbildung 6-39: Vergleich der Ergebnisse der Serien XT-20-20 für unterschiedliche Randabstände parallel zur Krafrichtung, links: Bruchlasten, rechts: theoretische Bruchspannungen

Gleichwohl lässt sich aber anhand der Bruchbilder feststellen, dass bei einem Randabstand von $e_{||} \leq 2 \cdot d_B$ ein Ausreißen des Bolzens zu beobachten ist. Insbesondere bei den Serien mit schlagzäh modifiziertem PMMA ist in diesem Bereich ein starker Abfall der aufnehmbaren Lasten zu beobachten.

Im Bereich bis $e_{||} \leq 3 \cdot d_B$ kommt es teilweise zu Scherbrüchen, die ebenfalls durch die Wahl eines Mindestabstandes verhindert werden sollen. Andererseits scheint der Randabstand ab einem Wert von $e_{||} = 2,5 \cdot d_B$ keinen tragfähigkeitsmindernden Einfluss mehr auf die Ergebnisse der untersuchten Probekörper zu haben. Die errechneten Spannungen liegen auf einem gleich bleibenden Niveau und befinden sich im Bereich der vorne angegebenen Zugfestigkeiten. Außerdem kann mit diesem Ansatz der Vorschlag in der BÜV- Richtlinie bestätigt werden.

Allerdings fängt der Gültigkeitsbereich des vorgestellten Bemessungskonzeptes erst bei einem minimalen Randabstand von $3 \cdot d_B$ an. Zudem wird bei dem vorliegenden PMMA-Holz- Verbund der Mindestrandabstand des Holzgurtes in Trägerlängsrichtung ohnehin den dreifachen Bolzendurchmesser als Randbedingung vorgegeben. Schließlich ist es aufgrund der durchgeführten Untersuchungen nicht möglich, einen Mindestrandabstand von $2,5 \cdot d_B$ für das modifizierte PMMA zu bestätigen, da bei den hier untersuchten Proben keine Ergebnisse für den Bereich zwischen $e_{||} = 2 \cdot d_B$ und $3 \cdot d_B$ vorliegen. Aus diesem Grund wird in Krafrichtung ein Mindestrandabstand von $e_{||} = 3 \cdot d_B$ für Bauteile aus PMMA vorgeschlagen.

6.3.3 Randabstand senkrecht zur Krafrichtung

Der Einfluss des Randabstandes der Bohrungen senkrecht zur Krafrichtung wird unter Zuhilfenahme des gleichen Versuchsaufbaus anhand weiterer Probekörper untersucht und gemeinsam mit den vorliegenden Ergebnissen für die Proben mit eingehaltenen Mindestabmessungen ausgewertet. Dabei werden wie zuvor unterschiedlich dicke Scheiben aus der Extrusionsproduktion und aus PLEXIGLAS® Resist untersucht.

Die Bohrlochqualitäten der Probekörper schwanken zwischen den Güteklassen I und III. In Tabelle 6-10 sind die einzelnen Prüfserien mit Proben aus extrudiertem PMMA aufgelistet, während Tabelle 6-11 eine Zusammenstellung der Serien mit schlagzäh modifiziertem PMMA zeigt.

Eine Dokumentation und Auswertung der einzelnen Versuchsergebnisse erfolgt wieder im Anhang. Die Last- Verformungsdiagramme sind den Abbildungen A.14-1-1 bis A.14-2-2 zu entnehmen. Die rechnerische Gegenüberstellung geschieht anhand der Tabellen A.14-3 sowie A.14-4.

Tabelle 6-10: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit extrudiertem PMMA

| Serie | Anzahl | t | B | L | e _⊥ | e _∥ | d _B / d _L |
|-------------|--------|------|------|------|----------------|----------------|---------------------------------|
| | [-] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] |
| XT-20-20-01 | 31 | 20 | 120 | 350 | 60 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-02 | 4 | 20 | 140 | 350 | 70 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-03 | 4 | 20 | 180 | 350 | 90 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-04 | 4 | 20 | 220 | 350 | 110 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-06 | 8 | 20 | 300 | 350 | 150 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-07 | 4 | 20 | 300 | 420 | 150 | 140 | 20 / 21 |
| XT-20-20-08 | 6 | 20 | 400 | 350 | 200 | 100 | 20 / 21 |
| XT-20-20-09 | 3 | 20 | 400 | 460 | 200 | 160 | 20 / 21 |
| XT-20-20-13 | 4 | 20 | 80 | 350 | 40 | 100 | 20 / 21 |
| XT-10-12-01 | 34 | 10 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |
| XT-10-12-02 | 3 | 10 | 96 | 300 | 48 | 36 | 12 / 13 |
| XT-10-12-03 | 4 | 10 | 240 | 380 | 120 | 120 | 12 / 13 |
| XT-10-12-05 | 3 | 10 | 48 | 300 | 24 | 120 | 12 / 13 |
| XT-10-12-06 | 3 | 10 | 120 | 300 | 60 | 36 | 12 / 13 |

Tabelle 6-11: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit modifiziertem PMMA

| Serie | Anzahl | t | B | L | e _⊥ | e _∥ | d _B / d _L |
|-------------|--------|------|------|------|----------------|----------------|---------------------------------|
| | [-] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [mm] |
| RS-10-12-01 | 23 | 10 | 72 | 300 | 36 | 36 | 12 / 13 |
| RS-10-12-03 | 3 | 10 | 168 | 300 | 84 | 36 | 12 / 13 |
| RS-10-12-07 | 3 | 10 | 30 | 300 | 15 | 36 | 12 / 13 |
| RS-10-12-08 | 3 | 10 | 48 | 300 | 24 | 36 | 12 / 13 |

Erwartungsgemäß tritt bei allen untersuchten Probekörpern ein Wangenbruch infolge der erhöhten Spannungen am Lochrand auf. Allerdings bewirkt die Bolzenkraft bei einer kleinen Breite der PMMA- Probe eine Einschnürung der Scheibe im Bereich des Bohrlochs, was zu einem starken Anstieg der Spannungen im Bereich der Bohrung und einem damit verbundenen frühzeitigen Versagen der Scheibe führt. Dieser Effekt wird in der analytischen Lösung nicht berücksichtigt. Aus diesem Grund ist der Gültigkeitsbereich des vorgestellten Bemessungskonzeptes auf Scheiben mit einem Randabstand e_{\perp} von mindestens $3 \cdot d_B$ beschränkt.

Zur weiteren qualitativen Beurteilung der Versuchsergebnisse werden auch im Rahmen dieser Untersuchung die Bruchlasten und die dazugehörigen theoretischen Bruchspannungen in Abhängigkeit von dem senkrechten Randabstand und der Bohrlochqualität aufgetragen. Beispielhaft illustriert Abbildung 6-40 die Ergebnisse für die Probekörper aus 20 mm dickem PMMA aus der Extrusionsproduktion. Für die anderen Serien wird auf den Anhang verwiesen (Abbildungen A.14-5 und A.14-6).

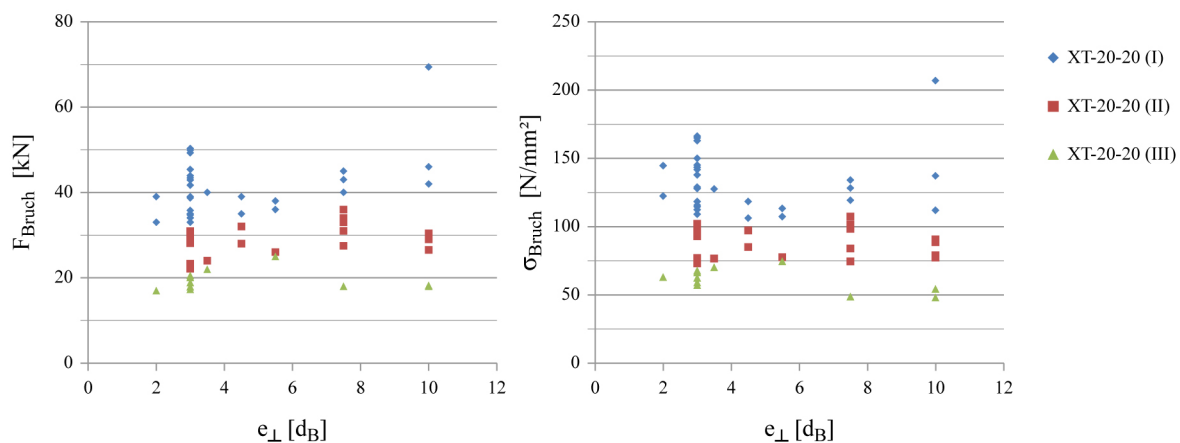


Abbildung 6-40: Vergleich der Ergebnisse der Serien XT-20-20 für unterschiedliche Randabstände senkrecht zur Krafrichtung, links: Bruchlasten, rechts: theoretische Bruchspannungen

Auf Grundlage der wenigen durchgeführten Versuche an Probekörpern mit kleinen Randabständen senkrecht zur Krafrichtung kann man erkennen, dass der tragfähigkeitsmindernde Einfluss des Randabstandes ab einem Mindestwert von $e_{\perp} = 2 \cdot d_B$ stark abnimmt. Während die Ergebnisse für einen Abstand von $1,25 \cdot d_B$ um fast 50 Prozent unter denjenigen der Scheiben mit ausreichend großem Randabstand liegen (siehe Abbildung A.14-6), scheinen die Ergebnisse ab $2 \cdot d_B$ auf einem gleichmäßigen Niveau zu liegen.

Mit einer gewissen zusätzlichen Sicherheit aufgrund des geringen Probenumfangs kann für den Randabstand senkrecht zur Krafrichtung in Übereinstimmung mit [56] und [31] ein Mindestwert von $e_{\perp} = 2,5 \cdot d_B$ empfohlen werden. Allerdings muss auch an dieser Stelle wie schon im vorigen Kapitel darauf hingewiesen werden, dass bei einer Verbindung zu Holz auch die Mindestabstände des anzuschließenden Bauteils ($e_{\perp} = a_{2,t} = 3 \cdot d_B$) eingehalten werden müssen.

6.3.4 Lochabstand parallel zur Kraftrichtung

Bislang wurden lediglich die Abstände der Verbindungsmittel zu den Rändern betrachtet. Kommt aber, wie in Kapitel 6.2 beschrieben, nicht nur ein einzelner Bolzen sondern eine Gruppe von mehreren Bolzen in einem Anschluss vor, müssen zusätzlich auch noch Anforderungen an die Abstände der einzelnen Bolzenlöcher untereinander gestellt werden. In diesem Kapitel geht es zunächst um den Einfluss der Lochabstände in Kraftrichtung auf die maßgebende Zugspannung am Bohrlochrand. Dieser Abstand wird als einziger bei der Ermittlung der mitwirkenden Scheibenbreite nach Abbildung 4-97 nicht berücksichtigt.

Um zu einer Empfehlung hinsichtlich geeigneter Mindestabstände bei hintereinander in Reihe angeordneten Bolzenverbindungen zu gelangen, werden sowohl numerische als auch experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Zu diesem Zweck wird das in Kapitel 6.2.2 dargestellte Finite- Elemente- Modell verwendet. Mit dessen Hilfe werden im Ganzen 16 verschiedene Geometrien untersucht. Dabei werden vier Bohrlochabstände ($2 \cdot d_B$, $4 \cdot d_B$, $6 \cdot d_B$ und $8 \cdot d_B$) bei zwei verschiedenen Scheibenbreiten ($8 \cdot d_B$ und $20 \cdot d_B$) modelliert. Zudem wird jeweils eine Bolzenkonfiguration mit und eine ohne Lochspiel betrachtet. Die übrigen Systemgrößen bleiben jeweils gleich. Mit den numerischen Berechnungen soll der Frage nachgegangen werden, ob eine Anpassung der Lösung für kleine Lochabstände in Längsrichtung notwendig ist.

Die Ergebnisse für die Tangentialspannungen an beiden Lochrändern sind beispielhaft für die größere der beiden Scheiben ohne Lochspiel in Abbildung 6-41 in Abhängigkeit von den gewählten Lochabständen als Diagramm dargestellt. Eine Zusammenstellung aller Ergebnisse der Untersuchung können den Abbildungen im Anhang entnommen werden (siehe Abbildungen A.15-1-1 bis A.15-4-3).

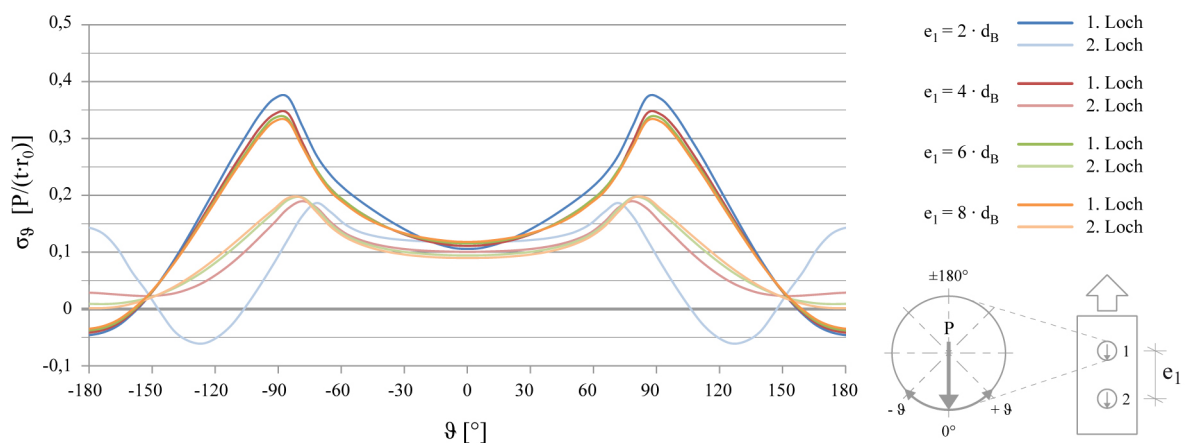


Abbildung 6-41: Tangentialspannungen an den beiden Lochrändern für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$

Eine anschauliche Darstellung der Tangentialspannungsverläufe an den beiden Löchern erfolgt zusätzlich in Abbildung 6-42 für einen exemplarisch gewählten Lochabstand von $e_1 = 4 \cdot d_B$.

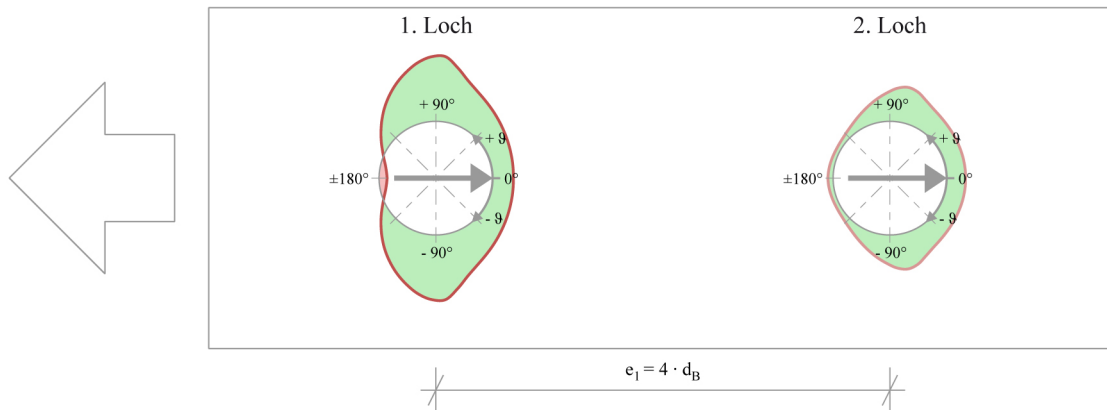


Abbildung 6-42: Tangentialspannungsverlauf an beiden Lochrändern für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$

Ein Vergleich der Einzelergebnisse zeigt, dass zum einen der Lastanteil des am stärksten belasteten ersten Bolzens mit kleiner werdendem Lochabstand zwar fällt. Zum anderen ist aber auch zu beobachten, dass die Zugspannungen, relativ gesehen, gleichzeitig ansteigen. Es kommt zu einer Überlagerung dieser beiden Effekte, die von der Breite der Scheibe abhängig zu sein scheint. Für das weniger stark beanspruchte und damit für die Bemessung nicht maßgebende zweite Bohrloch ergibt sich gerade der umgekehrte Effekt aus der Lastumlagerung zwischen den beiden Bolzen.

Zur Berücksichtigung des Lochabstandes in Längsrichtung wird ein weiterer Anpassungsfaktor k_{e1} eingeführt, der die aus der analytischen Lösung errechneten Spannungen für kleine Lochabstände so erhöht, dass sie mit den numerischen Ergebnissen hinreichend genau übereinstimmen. Da die Spannungserhöhung hauptsächlich von dem Verhältnis des Bolzenabstandes zur mitwirkenden Scheibenbreite abhängt, wird der neue Faktor ausschließlich dem zweiten Term der Lösung hinzugefügt. Für die maximalen Spannungen in der PMMA- Scheibe ergibt sich folgender Maximalwert an dem am stärksten beanspruchten ersten Bohrloch (für $n = 2$):

$$\sigma_{LL,Res,max} = \frac{k \cdot \eta_2 \cdot P_{tot}}{r_0 \cdot t} \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \varphi_2 \cdot k_{e1} \cdot \frac{3}{4 \cdot \beta} \right). \quad (6-23)$$

Löst man nun die so erhaltene Gleichung nach k_{e1} auf, können für diesen auf Grundlage der einzelnen Rechenmodelle und in Abhängigkeit von den jeweiligen geometrischen Randbedingungen entsprechende Werte ermittelt werden:

$$k_{e1} \left(\frac{e_1}{\beta} \right) = \frac{4 \cdot \beta}{3 \cdot \varphi_2} \cdot \left(\frac{r_0 \cdot t \cdot \sigma_{9,2,max}}{k \cdot \eta_2 \cdot P_{tot}} - \frac{4}{\pi^2} \right). \quad (6-24)$$

Mit dieser Gleichung werden nun die k_{e1} - Faktoren für die einzelnen Lochabstände und mitwirkenden Scheibenbreiten ermittelt und anschließend auf den in Kapitel 6.2.2 angenommenen Standardfall ($e_1 = 4 \cdot d_B$ und $b_w = 6 \cdot d_B$) normiert. Anschließend wird der gleiche Vorgang für die numerischen Ergebnisse der Verbindungen mit Lochspiel wiederholt. In Abbildung 6-43 sind die Ergebnisse für die k_{e1} - Faktoren grafisch dargestellt.

Außerdem wird anhand des Diagramms eine Empfehlung für eine konservative Abschätzung des Beiwertes ausgesprochen.

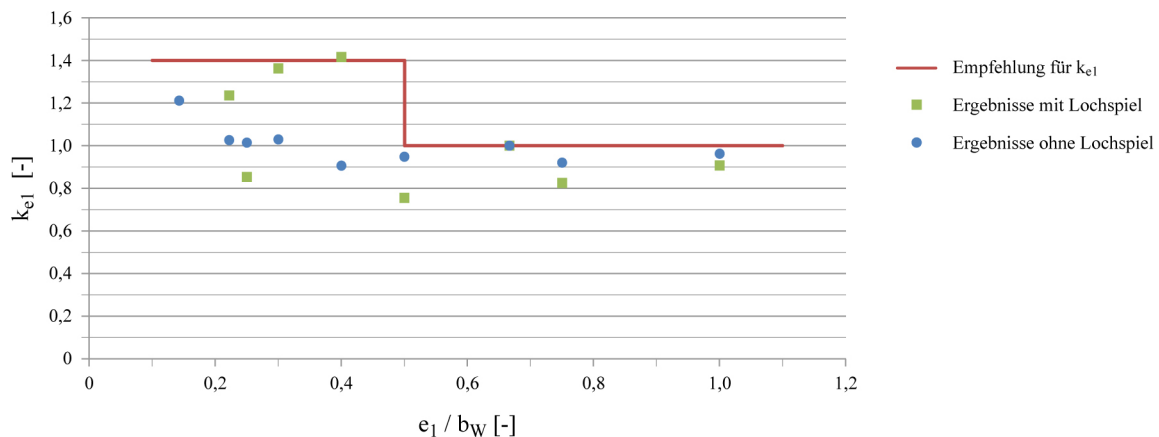


Abbildung 6-43: k_{e1} - Faktor in Abhängigkeit von dem Verhältnis von Lochabstand e_1 zu mitwirkender Scheibenbreite b_w

Aufgrund der numerischen Ergebnisse und einer Überprüfung der Versuchsergebnisse der Serien 2R-XT-10-12-01 bis 2R-XT-10-12-04 lassen sich folgende Schlüsse hinsichtlich des Einflusses der Lochabstände in Krafrichtung ziehen:

$$k_{e1} = \begin{cases} 1,4 & \text{für } e_1 < b_w/2 \\ 1,0 & \text{für } e_1 \geq b_w/2 \end{cases} \quad (6-25)$$

Für die Probekörper mit größeren Lochabständen in Krafrichtung ergeben sich tendenziell etwas größere Versagenslasten. Allerdings ist auch hier der Probenumfang nur gering. Außerdem ergeben sich die üblichen hohen Streuungen infolge der Bohrlochqualität.

In Bezug auf die Mindestabstände können die folgenden Empfehlungen ausgesprochen werden:

$$e_1 \geq \begin{cases} b_w/2 \\ 4 \cdot d_B \end{cases} \quad (6-26)$$

Bei der Einhaltung der angegebenen Abstände kann gewährleistet werden, dass sich die zur Einleitung der Bolzenkräfte in die PMMA- Scheibe erforderlichen Einflussbereiche nicht überschneiden. Daher kann in diesem Fall der durch k_{e1} berücksichtigte tragfähigkeitsmindernde Effekt aus dem Lochabstand bei der Bemessung der Verbindung vernachlässigt werden.

Die Empfehlungen der BÜV- Richtlinie (siehe[31]) erscheinen an der Stelle etwas zu konservativ. Bei einer Verbindung zu Bauteilen aus Holz sollte aber zusätzlich auf die Einhaltung der oben angeführten Mindestabstände der Holzbau- Norm geachtet werden ($e_1 \geq 5 \cdot d_B$).

Da der Faktor k_{e1} lediglich den zweiten Term der Lösung beeinflusst, ändert sich die maximale Radialdruckspannung am Bohrloch durch diesen überhaupt nicht. Dieser Ansatz ist aber zulässig, da die Radialspannungen am maßgebenden Bohrloch bei geringer werdendem Lochabstand ebenfalls abnehmen. Somit liegt der in Kapitel 6.2.2 gemachte Ansatz für η_n auch für kleine Werte von e_1 auf der sicheren Seite.

6.3.5 Lochabstand senkrecht zur Krafrichtung

Bei den bisherigen Betrachtungen an einzelnen Bohrlöchern konnte stets vorausgesetzt werden, dass sich das Spannungsfeld im Umkreis der Bohrung ungestört ausbilden kann. Dies gilt unter der Annahme hinreichend großer Lochabstände auch für die in Reihe angeordneten Bolzen. In diesem Abschnitt wird der gegenseitige Einfluss dicht benachbarter Bohrlöcher untersucht. Aufgrund der gegenseitigen Wechselwirkung gelten für diese so genannten Mehrfachkerben andere Gesetzmäßigkeiten als bei einem einzelnen Bohrloch, da es zu einer Überlagerung der Spannungsfelder der einzelnen Bohrlöcher kommt. Abbildung 6-44 illustriert die gegenseitige Beeinflussung zweier Bolzen bei zwei unterschiedlichen Lochabständen.

Allerdings ist eine charakteristische Eigenschaft von Kerben, dass die große Spannungsspitze im Kerbgrund mit zunehmender Entfernung von der stark beanspruchten Zone auch sehr schnell wieder abfällt (siehe Kapitel 3.1.2). Daher kann man davon ausgehen, dass das ungestörte Spannungsniveau schon in einem verhältnismäßig geringen Abstand vom Rand der Bohrung wieder beinahe erreicht wird.

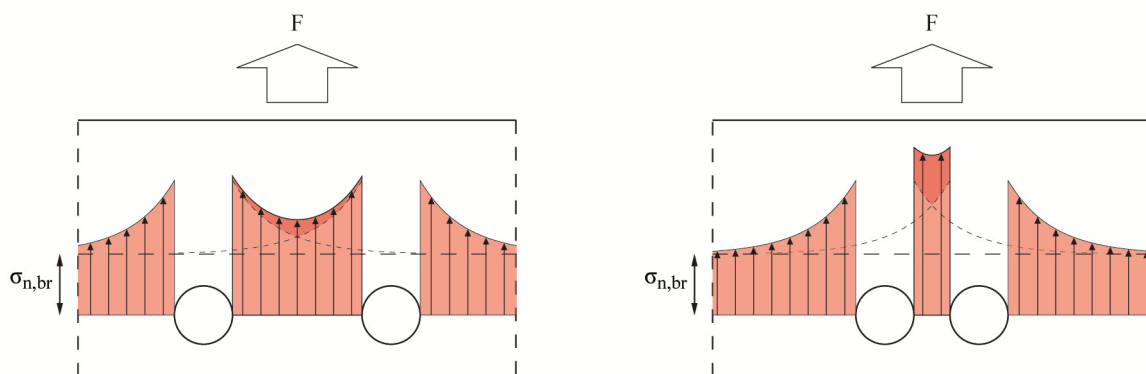


Abbildung 6-44: Überlagerung der Spannungen bei mehreren Bohrungen nach [160]

In diesem Abschnitt soll es darum gehen, herauszufinden, wie groß der Abstand der Löcher mindestens sein muss, damit sich die Störbereiche der einzelnen Bohrungen nicht überschneiden und die Spannungsspitze an dem einen Bohrloch bis zum Rand der benachbarten Bohrung praktisch abgeklungen ist. Dazu werden zunächst fünf numerische Modelle aufgestellt, die sich durch die Anordnung der beiden Bolzenlöcher unterscheiden. Es werden die Abstände $e_2 = 5/3 \cdot d_B$, $2,5 \cdot d_B$, $7,5 \cdot d_B$, $12,5 \cdot d_B$ und $17,5 \cdot d_B$ abgebildet.

In Abbildung 6-45 sind für zwei Modelle ($e_2 = 5/3 \cdot d_B$ und $e_2 = 7,5 \cdot d_B$) die resultierenden Zugspannungen im maßgebenden Schnitt durch die Mittelpunkte der beiden Bohrungen dargestellt. Die Spannungsverläufe für die restlichen Geometrien sind dem Anhang zu entnehmen (siehe Abbildungen A.16-1 bis A.16-5).

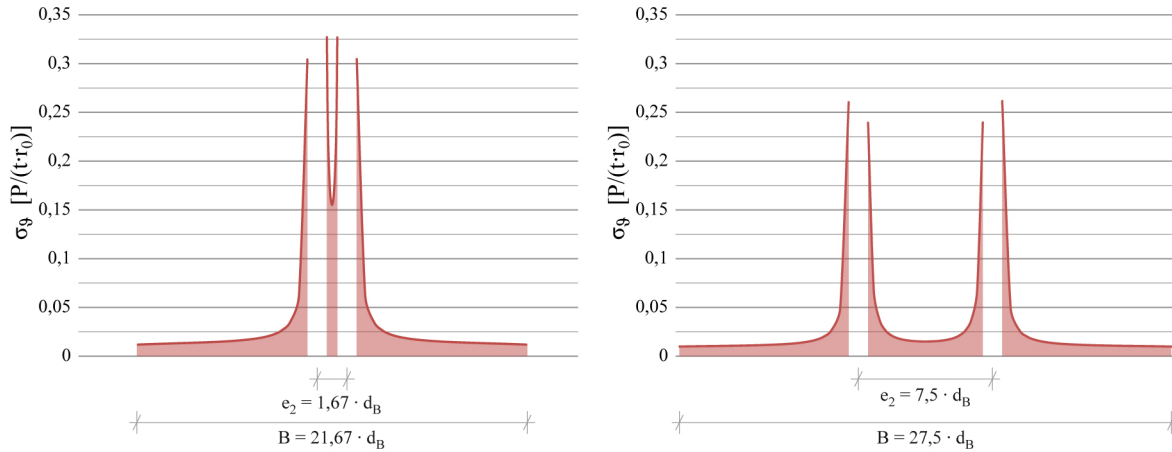


Abbildung 6-45: Vergleich der Zugspannungen im kritischen Restquerschnitt für zwei unterschiedliche Lochabstände e_2 , Randabstände: $e_{\perp} = 10 \cdot d_B$ und $e_{\parallel} = 8 \cdot d_B$, links: $e_2 = 5/3 \cdot d_B$, $B = 21,67 \cdot d_B$, rechts: $e_2 = 7,5 \cdot d_B$, $B = 27,5 \cdot d_B$

Die ermittelten Ergebnisverläufe zeigen, dass die Spannungsspitzen bereits bei einem Lochabstand von 3 bis $4 \cdot d_B$ fast vollständig abgeklungen sind. Die Gültigkeit des Bemessungskonzeptes beginnt aber nach Kapitel 4.5 erst bei einer mitwirkenden Scheibenbreite von $b_W \geq e_2 = 6 \cdot d_B$. Diese Mindestgröße wurde in Kapitel 4 allerdings für die beiden Randabstände e_{\perp} und e_{\parallel} hergeleitet.

Auf Grundlage der numerischen Ergebnisse erscheint es jedoch möglich, die analytische Lösung bei der Anordnung von mehreren Bolzen nebeneinander auf einen kleineren Abstand e_2 auszuweiten. Dies ist jedoch nur erlaubt, solange die Mindestanforderungen an die Randabstände dies nicht verbieten. Baitinger kommt in [35] ebenfalls zu dem Schluss, dass die Ergebnisse der analytischen Lösung unter Verwendung der mitwirkenden Breite b_W für den Fall, dass der Lochabstand e_2 für deren Bestimmung maßgebend wird, deutlich auf der sicheren Seite liegen. Insbesondere bei kleinen Lochabständen ergibt sich eine starke Überschätzung der Spannungen aus der Analytik. Sie beträgt zwischen 15 (für $e_2 = 7 \cdot d_B$) und 30 Prozent (für $e_2 = 3 \cdot d_B$).

Die eigenen Untersuchungen bestätigen, dass der Ansatz $b_W = e_2$ ziemlich weit auf der sicheren Seite liegt. Vergleicht man die Formzahlen der untersuchten PMMA- Scheiben für die analytische und die numerische Lösung, bestätigt sich, dass die Kerbspannungsspitzen am Bohrloch für kleine Lochabstände mit dem bisherigen Ansatz überschätzt werden. Die auf den Nettoquerschnitt bezogene Formzahl nach dem analytischen Ansatz ergibt sich aus den Gleichungen (3-2) und (4-140) wie folgt:

$$k_{t,\text{analytisch}} = k \cdot \left(\frac{B}{d_L} - 2 \right) \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \frac{3}{4 \cdot \beta} \right). \quad (6-27)$$

Die aus den numerischen Ergebnissen der einzelnen Modelle ermittelten Formzahlen werden jeweils für die Spannungsspitze zwischen den beiden Löchern und derjenigen auf der Außenseite berechnet und anschließend zusammen mit den analytischen Ergebnissen in Abbildung 6-46 grafisch aufgetragen. Unter Berücksichtigung des Beiwertes k_{bW} für den Einfluss aus den endlichen Abmessungen kleiner PMMA-Scheiben springt die analytische Funktion an der Stelle $e_2 = 10 \cdot d_L$ (das entspricht $e_2 = 10,83 \cdot d_B$) um den Faktor $k_{bW} = 1,05$.

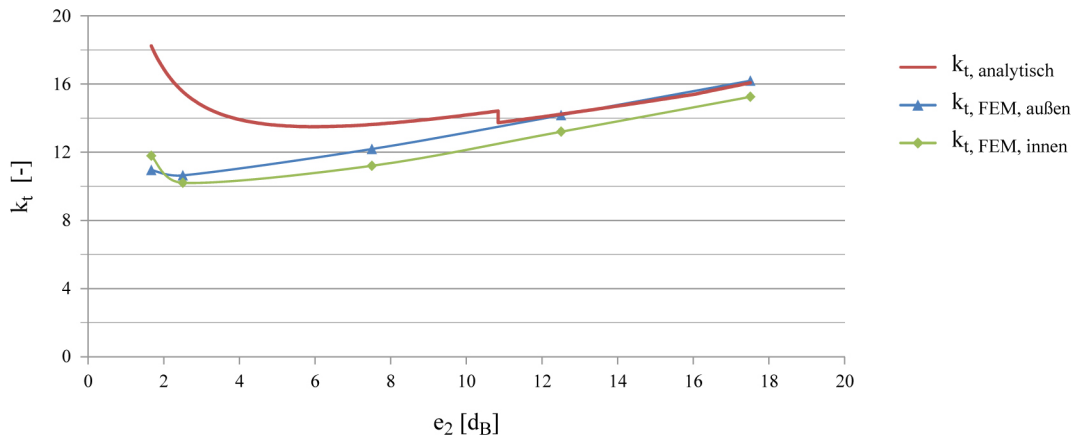


Abbildung 6-46: Analytisch und numerisch ermittelte Kerbformzahlen in Abhängigkeit vom Lochabstand e_2

Es fällt zum einen auf, dass die analytische Lösung insbesondere bei kleinen Abständen sehr konservative Ergebnisse liefert. Schon bei einem Abstand von $e_2 = 7,5 \cdot d_B$ wird die Spannungsspitze um mehr als zehn Prozent überschätzt. Dies bestätigt die angeführten Ergebnisse in [35]. Die Abweichungen sind größer als diejenigen, die nach Abbildung 4-55 auf der unsicheren Seite liegend für kleine mitwirkende Breiten festgestellt wurden. Zum anderen erkennt man, dass nur bei dem kleinsten Abstand von $e_2 = 5/3 \cdot d_B$ die Spannungsspitze zwischen den beiden Löchern größer als die auf der Außenseite wird (vgl. auch Abbildung 6-45, links und rechts).

Eine Ausweitung der vorgestellten Lösung auf $b_W = e_2 = 5 \cdot d_B$ erscheint unter der Berücksichtigung des k_{bW} - Faktors nach Gleichung (4-142) statthaft und sinnvoll. Dieses Vorgehen bestätigt zudem den Mindestlochabstand aus der BÜV- Richtlinie ([31]).

Zur Überprüfung des Ansatzes wurden darüber hinaus noch Versuche an Probekörpern mit zwei nebeneinander angeordneten Bolzen durchgeführt. Die Versuchseinrichtung und – durchführung entspricht derjenigen aus den vorangegangenen Kapiteln und wird in Abbildung 6-47 veranschaulicht.

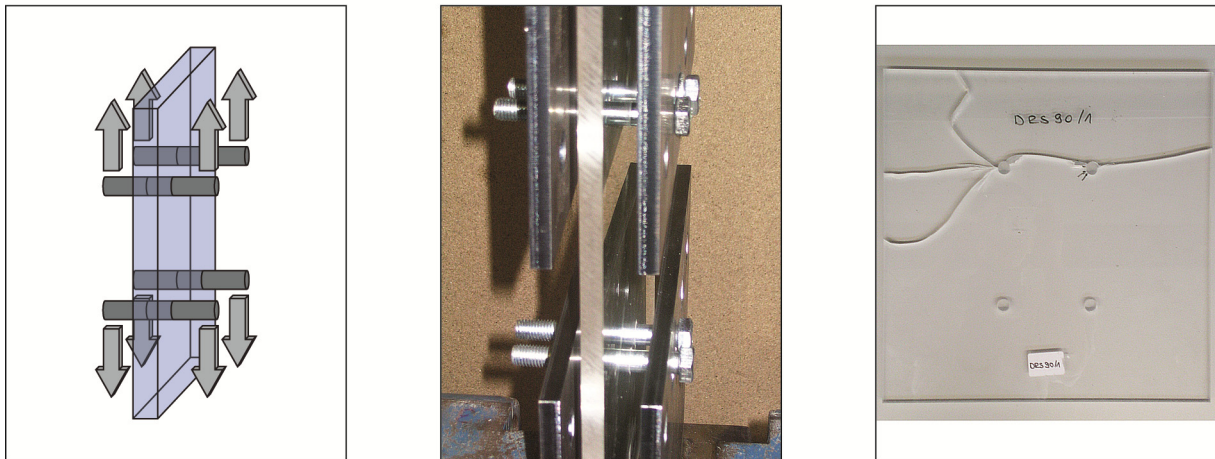


Abbildung 6-47: Versuchsaufbau, links: Prinzipskizze, Mitte: Versuchsdurchführung, rechts: zerstörter Probekörper ($e_2 = 7,5 \cdot d_B$, $B = 27,5 \cdot d_B$)

Die Abmessungen der untersuchten Proben ist Tabelle 6-12 zu entnehmen. Alle Scheiben besitzen eine Dicke von 10 mm und eine Länge von 332 mm. Die Bolzen besitzen einen Durchmesser von 12 mm bei einem Lochspiel von 1 mm. Die Bohrlochgüte variiert zwischen I und III. Die zugehörigen Last-Verformungsdiagramme sind den Abbildungen A.17-1-1 bis A.17-1-3 im Anhang zu entnehmen. Zum Vergleich werden auch noch die entsprechenden Probekörper mit nur einer Bohrung des gleichen Durchmessers und gleicher Scheibendicke herangezogen.

Tabelle 6-12: Versuchsreihen der Scher- Lochleibungsverbindungen mit mehreren Bolzen

| <i>Serie</i> | <i>Anzahl</i> [-] | <i>n</i> [mm] | <i>B</i> [mm] | e_{\perp} [mm] | e_{\parallel} [mm] | e_2 [mm] |
|----------------|----------------------|------------------|------------------|---------------------|-------------------------|---------------|
| 2R-XT-10-12-05 | 3 | 2 | 270 | 120 | 96 | 30 |
| 2R-XT-10-12-06 | 3 | 2 | 330 | 120 | 96 | 90 |
| 2R-XT-10-12-07 | 3 | 2 | 450 | 120 | 96 | 210 |

Anhand des Versagens der Proben lässt sich erkennen, dass der Riss in der Regel vom äußeren Rand des Bohrlochs ausgeht und sich dann auch nach innen zum benachbarten Bohrloch fortsetzt. Bei den kleinen Lochabständen konnte der Rissursprung teilweise auch auf der Innenseite festgestellt werden.

Wie schon bei den zuvor beschriebenen Versuchen erwähnt, spielt das exakte Einhalten der Lochabstände bei der Herstellung der Probekörper eine wichtige Rolle. Ist der vertikale Abstand zwischen den gegenüberliegenden Löchern unterschiedlich bezüglich der Lage der Bohrungen in den Stahllaschen, konzentriert sich die komplette Prüflast zunächst an einem Bolzen. Da PMMA nur in begrenztem Maße in der Lage ist, Spannungen im Bauteil umzulagern, kann man nicht ausschließen, dass ein Bolzen aufgrund der Maßtoleranzen mehr belastet wird als der andere. Aus dieser ungleichen Belastung resultieren kleinere Bruchlasten als erwartet.

Auch im realen Bauteil werden sich immer gewisse Ungenauigkeiten bei der Herstellung der Anschlüsse ergeben. Daher wird für die Bemessung eine Lastverteilung von 60 zu 40 Prozent für zwei nebeneinander angeordnete Bolzen vorgeschlagen, um so den Einfluss des Lochversatzes in die Bemessung der Spannungen mit einfließen zu lassen. Dies wurde auch bei der Rückrechnung der in Abbildung 6-48 gezeigten Bruchspannungen der Proben berücksichtigt. Außerdem sind wieder die Bruchlasten vergleichend dargestellt.

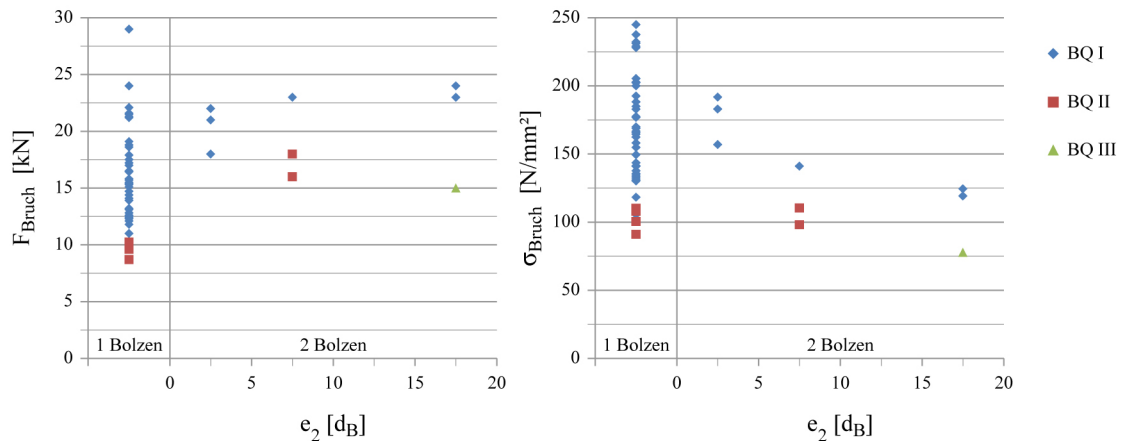


Abbildung 6-48: Vergleich der Ergebnisse der Serien 2R-XT-10-12-05 bis 07 für unterschiedliche Lochabstände e_2 mit den Ergebnissen für einen einzelnen Bolzen, links: Bruchlasten, rechts: theoretische Bruchspannungen

Da die Versuchsergebnisse und die sich ergebenden theoretischen Bruchspannungen die zuvor angestellten Überlegungen bestätigen, wird an dem Vorschlag der BÜV- Richtlinie ([31]) hinsichtlich des empfohlenen Mindestabstandes für den Lochabstand senkrecht zur Krafrichtung sowie dem oben beschriebenen Ansatz für die mitwirkende Breite b_w festgehalten.

6.4 Bemessungskonzept für Verbindungen mit mehreren Bolzen in Bauteilen aus PMMA

Auf der Grundlage des in Kapitel 4 hergeleiteten Bemessungskonzeptes für die Dimensionierung einer einzelnen Bolzenverbindung in Bauteilen aus PMMA und den weiterführenden Betrachtungen an Anschlüssen mit mehreren Verbindungsmitteln wird nun im Folgenden das erweiterte Bemessungskonzept für eine Gruppe von Bolzen dargestellt. Der Berechnungsansatz für die Bestimmung der maximalen Zugspannungen in der PMMA-Scheibe lässt sich demzufolge für eine Reihe von hintereinander angeordneten Bolzen schreiben:

$$\sigma_{LL,Res,max,d} = \frac{k \cdot \eta_n \cdot P_{tot,d}}{d_L \cdot t} \cdot \left(\frac{8}{\pi^2} + \varphi_n \cdot k_{el} \cdot \frac{3}{2 \cdot \beta} \right). \quad (6-28)$$

Darin sind:

- $P_{tot,d}$ Bemessungswert der auf den gesamten Anschluss in Längsrichtung einwirkenden äußeren Last
- k von der Ausführung der Verbindung abhängiger Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung der Spannungserhöhungen im Bereich des Bohrlochs nach Gleichung (4-141)
- η_n Lastanteil des maßgebenden ersten Bolzens n an der Gesamtlast $P_{tot,d}$, zur Abschätzung kann Gleichung (6-12) herangezogen werden
- n Anzahl der hintereinander angeordneten Bolzen
- d_L Durchmesser des Bohrlochs
- t Dicke des PMMA- Bauteils
- φ_n Proportionalitätsfaktor für die Steuerung der Überlagerung des Grundspannungszustandes am betrachteten Bolzen n gemäß Abbildung 6-5, außerdem Abschätzung gemäß Gleichung (6-13)
- k_{el} Anpassungsfaktor zur Berücksichtigung des Lochabstandes in Längsrichtung der Last gemäß Gleichung (6-25) und Abbildung 6-43
- β Beiwert zur Berücksichtigung der mitwirkenden Breite in Abhängigkeit vom Durchmesser des Bohrlochs gemäß Gleichung (4-146).

Der Ansatz für die Ermittlung der maßgebenden Druckspannungen infolge des Bolzendruckes kann für eine Verbindung mit mehreren Bolzen wie folgt geschrieben werden:

$$\sigma_{LL,Res,min,d} = - \frac{4 \cdot k_{LS,Druck} \cdot \eta_n \cdot P_{tot,d}}{\pi \cdot d_L \cdot t}. \quad (6-29)$$

Darin ist:

$k_{LS,Druck}$ vom Lochspiel des Bolzens abhängiger Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung der Spannungserhöhungen im Bereich des Bohrlochs nach Gleichung (4-150)

Mit den in diesem Abschnitt angegebenen Gleichungen zur Berechnung der maßgebenden Beanspruchungen in der PMMA- Scheibe können nun die Nachweise nach Gleichung (4-138) und (4-147) geführt werden.

Für eine Verbindung zwischen PMMA und Holz mit mehreren Bolzen, die in Reihe angeordnet werden, kann auf die Gleichungen aus Kapitel 5 zurückgegriffen werden. Für das Versagen der PMMA- Scheibe ergibt sich allerdings eine andere Gleichung für die Tragfähigkeit:

$$1. \text{ PMMA: } R_{k,1} = \frac{P_{n,k}}{2 \cdot \eta_n} = \frac{f_{t,k,PMMA} \cdot d_L \cdot t_{PMMA} \cdot k_{BQ}}{4 \cdot \eta_n \cdot k \cdot \left(\frac{4}{\pi^2} + \varphi_n \cdot \frac{3}{4 \cdot \beta} \right)}, \quad (6-30)$$

$$2. \text{ Holz: } R_{k,2} = f_{h,1,k} \cdot t_H \cdot d_B, \quad (6-31)$$

$$3. \text{ Bolzen 1: } R_{k,3} = f_{h,1,k} \cdot d_B \cdot t_H \cdot \left(\sqrt{2 + \frac{4 \cdot M_{y,k}}{f_{h,1,k} \cdot d_B \cdot t_H^2}} - 1 \right), \quad (6-32)$$

$$4. \text{ Bolzen 2: } R_{k,4} = 2 \cdot \sqrt{M_{y,k} \cdot f_{h,1,k} \cdot d_B}. \quad (6-33)$$

Darin sind:

$R_{k,i}$ charakteristischer Wert der Tragfähigkeit pro Scherfuge im Versagensfall i,

$f_{t,k,PMMA}$ charakteristischer Wert der Zugfestigkeit des verwendeten PMMA,

d_L Durchmesser des Bohrlochs,

t_{PMMA} Dicke des PMMA- Bauteils,

k_{BQ} von der Qualität der Bohrung abhängiger Korrekturbeiwert zur Berücksichtigung der geminderten Zugfestigkeit im Bereich der Störung gemäß Tabelle 4-12,

k von der Ausführung der Verbindung abhängiger Modifikationsfaktor zur Berücksichtigung der Spannungserhöhungen im Bereich des Bohrlochs gemäß Kapitel 4.5,

β Beiwert zur Berücksichtigung der mitwirkenden Breite in Abhängigkeit vom Durchmesser des Bohrlochs gemäß Kapitel 4.5,

$f_{h,1,k}$ charakteristische Lochleibungsfestigkeit des Holzes gemäß Kapitel 5.2.3,

- t_H Dicke des Seitenholzes,
 d_B Durchmesser des Bolzens,
 $M_{y,k}$ charakteristisches Fließmoment des Bolzens gemäß Kapitel 5.2.4.

Wenn die Mindestdicke für die PMMA- Scheibe nach Gleichung (5-44) nicht eingehalten ist, verhält sich die Verbindung wie oben dargestellt ohne eine Kombination mit Holz. In diesem Fall erfolgt die Bestimmung des Lastanteils η_n des ersten Bolzens nach Gleichung (6-12). Für den Fall, dass die Mindestdicke eingehalten ist, kann von einer gleichmäßigen Verteilung der Anschlusslast auf die einzelnen Bolzen ausgegangen werden. Dann gilt: $\eta_n = 1/n$.

Die Abminderung der Tragfähigkeiten aus den Versagensarten 2 bis 4 erfolgt nach der folgenden Gleichung:

$$n_{\text{ef},0,H} = k_{\text{ef},0} \cdot n = \frac{n^{0,9} \cdot \sqrt[4]{\frac{a_1}{13 \cdot d_B}}}{n} \cdot n = n^{0,9} \cdot \sqrt[4]{\frac{a_1}{13 \cdot d_B}} \leq n . \quad (6-34)$$

Darin sind:

- $n_{\text{ef},0}$ wirksame Anzahl der Bolzen, die in Faserrichtung hintereinander liegen,
 $k_{\text{ef},0}$ Ausnutzungsgrad der Bolzen, die in Faserrichtung hintereinander liegen,
 n Anzahl der Bolzen, die in Faserrichtung hintereinander liegen,
 d_B Durchmesser des Bolzens,
 a_1 vorhandener Abstand der Bolzen untereinander in Faserrichtung des Holzes.

Um ein Versagen der Verbindung vor Erreichen der angegebenen rechnerischen Tragfähigkeit zu vermeiden, müssen die in Abbildung 6-49 angegebenen Mindestabstände eingehalten werden. Alle angegebenen Abstandswerte beziehen sich jeweils auf die Mitte der Lochbohrungen.

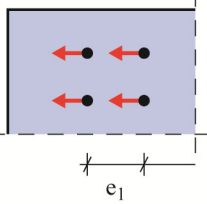
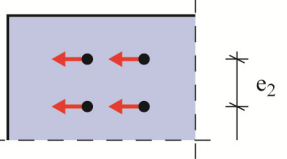
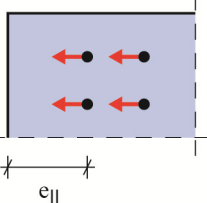
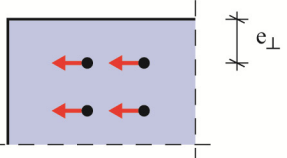
| | | |
|--|---------------------------|--|
|  | $4 d_B$ $(\geq b_W/2)$ | Lochabstand des Holzbauteils überprüfen. Bei $e_1 < b_W/2$: Anpassungsfaktor k_{e1} bei der Bemessung berücksichtigen. |
|  | $5 d_B$ | Ausweitung der Gültigkeit des Bemessungskonzeptes auf $b_W = e_2 = 5 \cdot d_B$. |
|  | $3 d_B$ | Randabstand des Holzbauteils überprüfen. |
|  | $2,5 d_B$ | Gültigkeit des Bemessungskonzeptes: $e_{\perp} \geq 3 \cdot d_B$ Randabstand des Holzbauteils überprüfen. |

Abbildung 6-49: Empfohlene Mindestabstände für Bolzenverbindungen in PMMA- Bauteilen

7 Zusammenfassung und Ausblick

Der transparente Thermoplast PMMA wird zwar schon seit Jahren in der Architektur eingesetzt, allerdings ohne ein verbindliches Bemessungskonzept. Der Nachweis erfolgt in der Regel über Bauteilversuche im Rahmen einer Zustimmung im Einzelfall oder mit zulässigen Materialspannungen, die vom Hersteller auf Grundlage langjähriger Erfahrungen zur Verfügung gestellt werden, aber nicht mit dem Sicherheitskonzept der jüngsten Normengeneration (Eurocodes) im Einklang stehen. Daher hat es sich der Arbeitskreis „Tragende Kunststoffbauteile im Bauwesen (TKB)“ des Bauüberwachungsvereins (BÜV) zur Aufgabe gemacht, Empfehlungen zur Bemessung und Konstruktion von tragenden Bauteilen aus Kunststoffen auszuarbeiten. Das hierin präsentierte Bemessungskonzept, das auch für unverstärkte Kunststoffe wie PMMA gilt, beinhaltet das Sicherheitskonzept der Eurocodes und berücksichtigt die für Kunststoffe wesentlichen Einflüsse aus der Lastdauer, der Temperatur und den Umgebungsbedingungen durch Modifikationsfaktoren.

Da aber auch die aktuelle Ausgabe der TKB- Empfehlung nur sehr vereinfachte Gleichungen für den Nachweis der Lochleibungsverbindungen in unverstärkten Kunststoffen bereit hält, für die noch dazu einige Parameter durch Versuche bestimmt werden müssen, war ein Ziel dieser Arbeit, das vorgeschlagene Sicherheitskonzept für den Nachweis von Lochleibungsverbindungen weiterzuentwickeln. Darüber hinaus sollten die Ergebnisse aus der Betrachtung einer einfachen PMMA- Scheibe auf das Verbundtragsystem bestehend aus einer Kombination von Holz und PMMA übertragen werden und die Bemessungsgleichungen erweitert werden.

Dazu wurden in dieser Arbeit zunächst Scher- Lochleibungsverbindungen von PMMA- Bauteilen mit dem Ziel untersucht, eine für die Bemessungspraxis leicht anwendbare Nachweisgleichung zu entwickeln, mit deren Hilfe eine Bemessung von Lochleibungsverbindungen ohne die Notwendigkeit von aufwendigen numerischen Berechnungen oder Bauteilversuchen möglich wird.

Dieses Ziel wurde durch die Entwicklung eines analytischen Berechnungsverfahrens erreicht. Durch die Überlagerung zweier Spannungszustände konnten die lokalen Beanspruchungen der PMMA- Scheibe im Bohrungsbereich rechnerisch ermittelt werden. Dazu wurden die Spannungen aus der lokalen Bolzendruckbelastung mit denjenigen aus der Beanspruchung des Nettoquerschnittes superponiert. Für beide Spannungszustände wurden die Scheibengleichungen mit einer geeigneten AIRY'schen Spannungsfunktion gelöst. Anschließend wurden die Ergebnisse mithilfe von numerischen Berechnungen überprüft. Außerdem wurden weitere Effekte, wie der Einfluss der Bolzendruckverteilung am Lochrand, der Einfluss der endlichen Scheibenabmessungen sowie der Einfluss der Bolzenschlankheit und des Lochspiels anhand des numerischen Modells untersucht und durch geeignete Korrekturbeiwerte berücksichtigt.

Durch zahlreiche Lochleibungsversuche an drei verschiedenen PMMA- Sorten konnten die Bemessungsgleichungen überprüft werden. Zudem konnten durch die statistische Auswertung der Versuche Kurzzeitwerte für die lokalen Zugfestigkeiten im Bereich der Bohrung gefunden werden. Dabei wurde die Qualität der Lochbohrung berücksichtigt. Für den Nachweis ist immer ein Zugversagen im Restquerschnitt neben dem Loch maßgebend (Wangenbruch). Entsprechende Bemessungsgleichungen konnten für die maßgebende Stelle abgeleitet werden. Insbesondere für schlagzäh modifiziertes PMMA ist zusätzlich auch der Nachweis der Bolzendruckspannungen am Lochrand zu führen. Auch für diesen Nachweis wurden alle notwendigen Gleichungen angegeben und durch Versuche bestätigt. Eine Zusammenfassung des Bemessungskonzepts für die Tragfähigkeit von Lochleibungsverbindungen in PMMA findet sich in Kapitel 4.5 dieser Arbeit. Dabei gelang es, die analytische Lösung in eine einfache und praxisnahe Bemessungsgleichung zu überführen.

Aufbauend auf den Bemessungsgleichungen für eine einfache Lochleibungsverbindung im PMMA wurden dann Verbindungen zwischen Holz und PMMA untersucht. Dazu wurden die aus dem Holzbau bekannten Gleichungen der Johansen- Theorie auf eine Verbindung mit PMMA angepasst. Gleichungen für die vier verschiedenen Versagensmechanismen wurden abgeleitet und zusammengestellt. Die aus dem Holzbau bekannten Parameter wie die charakteristische Lochleibungsfestigkeit und das charakteristische Fließmoment des Bolzens konnten aus den im Holzbau bekannten Bemessungskonzepten ebenso übernommen werden wie die Berücksichtigung des Einhängeeffekts. Schließlich konnten konstruktive Hinweise zur Steuerung der anzustrebenden Versagensmechanismen gegeben werden. Auf diese Weise können spröde Versagensarten wie das spontane Aufspalten des Holzes und der Wangenbruch im PMMA ausgeschlossen werden. Durch numerische und experimentelle Untersuchungen konnten die Bemessungsgleichungen betätigt werden. Die Verbindungen verfügen über ein erhebliches Verformungs- und Lastumlagerungsvermögen, vorausgesetzt die spröden Versagen werden gezielt vermieden. Die Duktilität kann gegenüber den reinen PMMA- Verbindungen enorm gesteigert werden. Die Untersuchungen zeigten außerdem, dass die aus dem Holzbau bekannten Verschiebungsmoduln auch auf eine Verbindung zwischen Holz und PMMA angewendet werden dürfen. Für die Berechnung der Schnittgrößen und Formänderungen an dem im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Biegeträger aus nachgiebig miteinander verbundenen Einzelquerschnitten aus Holz und PMMA liefert das γ - Verfahren nach der Holzbau- Norm (DIN 1052) unter Berücksichtigung des Verschiebungsmoduls zufrieden stellende Ergebnisse. Für eine Zusammenfassung des Bemessungskonzepts für die Verbindung zwischen Holz und PMMA wird auf das Kapitel 5.5 verwiesen.

Schließlich konnten noch konstruktive Gesichtspunkte wie Rand- und Lochabstände anhand von numerischen Berechnungen und Versuchen betrachtet werden. Als Ergebnis wurden zum einen die Bemessungsgleichungen auf eine Reihe aus mehreren Bolzen angewendet und erweitert werden. Zum anderen konnten minimale Loch- und Randabstände definiert werden, die bei der Konstruktion von Lochleibungsverbindungen in PMMA- Bauteilen und bei dem in dieser Arbeit untersuchten Verbundträger aus Holz und PMMA eingehalten werden müssen. Diese sind mit der Zusammenstellung des Bemessungskonzepts für mehrere Bolzen Kapitel 6.4 zu entnehmen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden lediglich Kurzzeitversuche zur Lochleibungsbeanspruchung von PMMA durchgeführt. Dabei wurde eine geeignete Belastungsgeschwindigkeit gewählt. Zur Beurteilung des Langzeitverhaltens der Lochleibungsverbindungen von PMMA tragen diese Untersuchungen nur unwesentlich bei. Das vorgestellte Konzept geht von der Verwendung des Sicherheitskonzepts nach der BÜV- Empfehlung (TKB, [31]) aus, da dies momentan den letzten Stand der Technik repräsentiert. Es erscheint allerdings sinnvoll und erforderlich, die in der BÜV- Empfehlung angegebenen Modifikationsfaktoren auch hinsichtlich der Tauglichkeit für Lochleibungsverbindungen in PMMA- Bauteilen durch Langzeituntersuchungen/ Zeitstandsversuche zu überprüfen.

Aufbauend auf der vorliegenden Arbeit könnten außerdem noch dynamische Belastungen für die Lochleibungsverbindung untersucht werden. Zur Schwingfestigkeit von PMMA- Verbindungen liegen noch keine Untersuchungsergebnisse vor. Außerdem könnten erste Untersuchungen zur Dauerhaftigkeit der Holz- PMMA- Verbundbauweise unter freier Bewitterung erfolgen. Bislang wurden noch keine Temperatur- oder Umwelteinflüsse erfasst. Grundsätzlich scheint es notwendig, die Modifikationsfaktoren der BÜV- Empfehlung durch weitere Untersuchungen zu präzisieren, da nicht alle Faktoren vorliegen und auf die in Kapitel 2 zusammengestellten Werte aus einer Dissertation zurückgegriffen werden muss. Auch eine Ausdehnung des Bemessungskonzeptes auf Verbindungsmittelgruppen unter einer beliebigen Beanspruchung könnte für die Entwicklung eines Baukastensystems aus Holz- PMMA- Trägern mit biegesteifen Anschlüssen aufschlussreich sein.

Im Rahmen dieser Arbeit konnte nicht der Verbundträger als Gesamtsystem untersucht werden. Sie beschränkt sich auf den Nachweis der nachgiebigen Verbindung der beiden Teilquerschnitte. So bleiben für die Bemessung etlicher Komponenten noch viele Fragen offen, die durch weitere zukünftige Forschungsarbeiten zu beantworten sind. Im Folgenden seien nur einige Punkte angeführt:

- Nachweiskonzept für die maximale Biegerandzugspannung im PMMA (Kantenzugfestigkeit),
- Nachweiskonzept für das Biegedrillknicken des Biegeträgers,
- Nachweiskonzept für das Beulen der PMMA- Scheibe (vgl. [65], [161] und [50]),
- Nachweiskonzept für die Gebrauchstauglichkeit (nachgiebiger Verbund).



Abbildung 7-1: Vorversuche zum Stegbeulen für unterschiedliche Trägergeometrien

8 Literatur

- [1] American Institute of Timber Construction (1974): Timber Construction Manual. John Wiley and Sons, Inc.
- [2] Canadian Wood Council (2010): Wood Design Manual 2010. Ottawa, Ontario, Kanada, CWC
- [3] DIN Deutscher Institut für Normung e.V. (1981): Grundlagen zur Festlegung von Sicherheitsanforderungen für bauliche Anlagen. Berlin, Beuth Verlag
- [4] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2010): DIN EN 1995 Bemessung und Konstruktion von Holzbauten. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [5] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (1986): Grundlagen zur Beurteilung von Baustoffen, Bauteilen und Bauarten im Prüfzeichen- und Zulassungsverfahren. Berlin, IfBt Institut für Bautechnik
- [6] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (1988): DIN 1052 Holzbauwerke. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [7] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (1990): DIN 18800 Stahlbauten. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [8] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (1994): DIN EN 350 Dauerhaftigkeit von Holz und Holzprodukten. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [9] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (1995): DIN EN 1995 Bemessung und Konstruktion von Holzbauten. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [10] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (1998): DIN EN ISO 13337 Spannstifte (-hülsen) geschlitzt, leichte Ausführung. Berlin, Normenausschuss Bauwesen, Beuth Verlag
- [11] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2000): DIN EN ISO 7094:2000-12 Flache Scheiben. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [12] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2002): DIN EN 1990 Grundlagen der Tragwerksplanung. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [13] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2003): DIN EN ISO 7823: Kunststoffe - Tafeln aus Polymethylmethacrylat. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [14] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2005): DIN 1055 Lastannahmen. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [15] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2007): DIN EN 383 Holzbauwerke - Prüfverfahren - Bestimmung der Lochleibungsfestigkeit und Bettungswerte für stiftförmige Verbindungsmittel. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [16] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2008): DIN 1052:2008-12 Holzbauwerke. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [17] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2010): DIN EN 1993 Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten. Berlin, Normenausschuss Bauwesen

- [18] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2010): DIN EN 384 Bauholz für tragende Zwecke. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [19] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2011): DIN EN ISO 527: Kunststoffe - Bestimmung der Zugeigenschaften. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [20] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (2011): DIN EN 912 Holzverbindungsmittel. Berlin, Normenausschuss Bauwesen
- [21] European Organisation for Technical Approvals (2002): ETAG 010 - Leitlinie für die Europäische Technische Zulassung für selbsttragende lichtdurchlässige Dachbausysteme. Brüssel
- [22] Materialprüfanstalt Röhm GmbH: Diagramme zu Materialeigenschaften von Plexiglas (GS, XT). Darmstadt
- [23] Röhm GmbH (2006): Produktbeschreibung Plexiglas (GS, XT). Darmstadt
- [24] Röhm GmbH (2007): Fügen von Plexiglas. Darmstadt
- [25] Röhm GmbH (2007): Bearbeiten von Plexiglas. Darmstadt
- [26] Röhm GmbH (2008): Verglasungshinweise zu Massivplatten. Darmstadt
- [27] Schweizer Holzbau - Fachblatt für Holzbau, Holzwirtschaft und Holztechnologie (1980): Holzverbindungen. Zürich
- [28] Task Committee on Fasteners of the Committee on Wood of the Structural Division of the ASCE (1996): Mechanical Connections in Wood Structures. New York, American Society of Civil Engineers
- [29] U.S. Department of Agriculture (1999): Wood Handbook. Madison, WI, Forest Products Laboratory
- [30] Ackermann, Günter, et al. (2002): BÜV-Empfehlung, Tragende Kunststoffbauteile im Bauwesen - Entwurf, Bemessung und Konstruktion, Diskussionsentwurf. Berlin, Bau-Überwachungsverein (BÜV e. V.)
- [31] Ackermann, Günther, et al. (2014): Tragende Kunststoffbauteile Entwurf - Bemessung - Konstruktion. Berlin, Bau-Überwachungsverein (BÜV e. V.)
- [32] Alioglu, Nebahat (2008): Einfluss der Lochabstände stiftförmiger Verbindungsmittel auf die Bemessung von Lochleibungsverbindungen bei Bauteilen aus PMMA (Plexiglas). Diplomarbeit, TU Darmstadt, Fachgebiet Statik der Hochbaukonstruktionen
- [33] Apolony, Sebastian (2002): Lochleibungsverbindungen in Plexiglas. Diplomarbeit, TU Darmstadt, Institut für Statik
- [34] Aune, Peter und Patton-Mallory, Marcia (1986): Lateral load-bearing capacity of nailed joints based on the yield theory. United States Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory
- [35] Baitinger, Mascha (2009): Zur Bemessung von SL-belasteten Anschlüssen im konstruktiven Glasbau. Dissertation, RWTH Aachen, Fakultät Bauingenieurwesen

-
- [36] Baitinger, Mascha (2010): Einfache Bemessung von Scher-Lochleibungsverbindungen im konstruktiven Glasbau. Vortrag Seminar: Neue Normengeneration - DIN 18008 Glas im Bauwesen, Darmstadt, TU Darmstadt
 - [37] Baitinger, Mascha und Feldmann, Markus (2010): Ein Bemessungskonzept für SL-belastete Anschlüsse im konstruktiven Glasbau, Stahlbau Spezial 2010 - Konstruktiver Glasbau. Berlin, Ernst & Sohn Verlag
 - [38] Bejtka, Ireneusz (2005): Verstärkung von Stabdübelverbindungen. Ingenieurholzbau - Karlsruher Tage Universität Karlsruhe
 - [39] Blaß, Hans Joachim (2002): Neue Bemessungsnorm für den Holzbau: E DIN 1052 , Entwurf, Berechnung und Bemessung von Holzbauwerken. In: Holzbaukalender 2002. Karlsruhe, Bruderverlag
 - [40] Blaß, Hans Joachim und Bejtka, I. (2008): Numerische Berechnung der Tragfähigkeit und der Steifigkeit von querzugverstärkten Verbindungen mit stiftförmigen Verbindungsmitteln. Karlsruhe, Universitätsverlag Karlsruhe
 - [41] Blaß, Hans Joachim, et al. (2006): Tragfähigkeit von Verbindungen mit selbstbohrenden Holzschrauben mit Vollgewinde. Karlsruhe, Universitätsverlag Karlsruhe
 - [42] Blaß, Hans Joachim, et al.: Ermittlung des Biegewiederstands stiftförmiger Verbindungsmittel. Karlsruhe, Lehrstuhl für Ingenieurholzbau und Baukonstruktion, Universität Karlsruhe
 - [43] Blaß, Hans Joachim, et al. (1995): Step 2., Holzbauwerke, Bauteile Konstruktionen Details nach Eurocode 5. Düsseldorf, Arbeitsgemeinschaft Holz e. V.
 - [44] Blaß, Hans Joachim, et al. (1995): Step 1, Holzbauwerke. Bemessung und Baustoffe nach Eurocode 5. Düsseldorf, Arbeitsgemeinschaft Holz e. V.
 - [45] Bossenmeyer, Horst (2001): Bautechnik Spezial.
 - [46] Bronstein, I.N. und Semendjajew, K.A. (1989): Taschenbuch der Mathematik. Leipzig, BSB B. G. Teubner Verlagsgesellschaft
 - [47] Bucak, Ömer, et al.: Geklebte Stahl-Glas Verbundtragwerke. Kaiserslautern, Hochschule München, TU Kaiserslautern
 - [48] Bühler, Jörg (2008): Holzbau Handbuch - Holz als konstruktiver Baustoff. Bonn, Holzabsatzfonds
 - [49] Charlie, Hermann, et al. (1995): Step 4, Holzbauwerke. Eurocode 5 Nationales Anwendungsdokument. Düsseldorf, Arbeitsgemeinschaft Holz e. V. und Bruderverlag
 - [50] Choua, Bouziane (2007): Druckbeulen von Scheiben aus PMMA (Plexiglas). TU Darmstadt, Fachgebiet Statik der Hochbaukonstruktionen
 - [51] Colling, Francois (2012): Holzbau - Grundlagen und Bemessung nach EC 5. Wiesbaden, Springer Fachmedien
 - [52] Dinwoodie, J.M. (2000): Timber - Its nature and behaviour. London, E & FN Spon

- [53] Domininghaus, Hans, et al. (2008): Kunststoffe - Eigenschaften und Anwendungen. Berlin, Springer-Verlag
- [54] Donas, Andreas (2007): Vergleich unterschiedlicher Hölzer und Holzwerkstoffe im Hinblick auf ihre mechanischen und bauphysikalischen Eigenschaften für eine tragfähige Verbindung mit PMMA (Plexiglas). Vertieferarbeit, TU Darmstadt, Institut für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen
- [55] Donas, Andreas (2008): Untersuchung streuender Einflussgrößen in Bezug auf die Tragfähigkeit von Holzbauteilen und deren Verbindungen mit PMMA (Plexiglas). Diplomarbeit, TU Darmstadt, Institut für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen
- [56] Eckardt, Christian (2008): Ein Beitrag zur Konstruktion von Tragsystemen unter Verwendung von transparenten Thermoplasten. Dissertation, TU Darmstadt, Fachgebiet Statik und Dynamik der Tragstrukturen
- [57] Ehlbeck, J. und Larsen, H.J. (1993): Grundlagen der Bemessung von Verbindungen im Holzbau nach dem EC 5. Bauen mit Holz (Heft 10), Köln, Informationsdienst Holz
- [58] Ehlbeck, Jürgen und Werner, Hartmut (1994): Möglichkeiten zur Leistungssteigerung von Anschlüssen mit stiftförmigen Verbindungsmitteln. Karlsruhe, Versuchsanstalt für Stahl, Holz und Steine, Karlsruhe
- [59] Ehlbeck, Jürgen und Werner, Hartmut (1995): Bolzen- und Stabdübelverbindungen I. In: Step 1, Abschn. C6, Holzbauwerke. Bemessung und Baustoffe nach Eurocode 5. Von: J.H. Bläß, R. Görlacher, G.Steck. Düsseldorf, Arbeitsgemeinschaft Holz e. V.
- [60] Fahlbusch (1949): Ein Beitrag zur Frage der Tragfähigkeit von Bolzen in Holz bei stat. Belastung. TU Braunschweig
- [61] Feldmann, Markus, et al. (2007): Stahl-Glas-Verbindungen in Hinblick auf die Normung (AIF-Vorhaben Nr. 14197/N). Köln, Stahlbau-Verlagsgesellschaft mbH
- [62] Feldmann, Markus, et al. (2008): Tragfähigkeit von Lochleibungsverbindungen vorgespannter Glasscheiben zur Ausbildung von Anschlüssen im Konstruktiven Glasbau. Stahlbau 77 (Heft 1), Berlin, Ernst & Sohn Verlag
- [63] Feldmann, Markus, et al. (2003): Experimentelle und analytische Untersuchungen an neuartigen Glas-Stahl-Verbindungen im Hinblick auf zukünftige Einsatzgebiete und Bemessungskonzepte. Deutscher Ausschuss für Stahlbau, Stahlbau Verlags- und Service GmbH
- [64] Flauaus, Nicole (2009): Rechnerische Untersuchung des Verbundverhaltens von I-förmigen Biegeträgern aus Holz und PMMA (Plexiglas). Vertieferarbeit, TU Darmstadt, Institut für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen
- [65] Flauaus, Nicole (2009): Stegbeulen bei I-förmigen Biegeträgern aus Holz und PMMA (Plexiglas). Diplomarbeit, TU Darmstadt, Institut für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen
- [66] Foschi, R. O. (1977): Load-slip characteristics for connections with common nails. Wood Science
- [67] Freytag, Bernhard (2002): Die Glas-Beton-Verbundbauweise. Dissertation, TU Graz, Fakultät für Bauingenieurwesen

-
- [68] Frocht, M. M. und Hill, H. N. (1940): Stress Concentration Factors Around a Central Circular Hole in a Plate Loaded Through Pin in the Hole.
 - [69] Gaber, E. (1935): Statische und dynamische Versuche mit Nagelverbindungen. Karlsruhe, Versuchsanstalt für Holz, Stein und Eisen
 - [70] Gerold, Matthias (1995): Bemessung von Holzbauwerken. Renningen-Malmsheim, expert verlag
 - [71] Girkmann, Karl (1963): Flächentragwerke. Wien, Springer-Verlag
 - [72] Gleiter, Uwe Michael (2002): Einsatz von transparenten Thermoplasten im Bauwesen. Dissertation, TU Darmstadt, Institut für Statik
 - [73] Glos, P. (1995): Festigkeitssortierung. In: Step 1, Abschn. A6, Holzbauwerke. Bemessung und Baustoffe nach Eurocode 5. Von: J.H. Blaß, R. Görlacher, G.Steck. Düsseldorf, Arbeitsgemeinschaft Holz e. V.
 - [74] Greiner-Mai, Doris (2008): Schlossgrabenbrücke Darmstadt. (Heft Sonderpublikation), 11. Ingenieurbau-Preis von Ernst & Sohn Verlag
 - [75] Gross, Dietmar, et al. (1992): Technische Mechanik 2: Elastostatik. Berlin, Springer-Verlag
 - [76] Grosse, Marco (2005): Zur numerischen Simulation des physikalischen nichtlinearen Kurzzeittragverhaltens von Nadelholz am Beispiel von Holz-Beton-Verbundkonstruktionen. Dissertation, Bauhaus-Universität Weimar, Fakultät Bauingenieurwesen
 - [77] Hake, Erwin und Meskouris, Konstantin (2007): Statik der Flächentragwerke. Berlin, Springer-Verlag
 - [78] Halgamuge, Chandana (2009): Spannungsverteilung am Bohrlochrand von Lochleibungsverbindungen bei Bauteilen aus PMMA (Plexiglas). Diplomarbeit, TU Darmstadt, Institut für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen
 - [79] Hamm, Jan (2000): Tragverhalten von Holz und Holzwerkstoffen im statischen Verbund mit Glas. Dissertation, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Departement de Genie Civil
 - [80] Havemann, Kathrin (2006): Der Arbeitskreis "Punktgestützte Verglasungen" im FKG. Stahlbau 75 (Heft 6), Berlin, Ernst & Sohn Verlag
 - [81] Heimeshoff, B. (1987): Zur Berechnung von Biegeträgern aus nachgiebig miteinander verbundenen Querschnittsteilen im Ingenieurholzbau. Springer-Verlag
 - [82] Hilson, B. O. (1995): Verbindungen mit stiftförmigen Verbindungsmittel - Theorie. In: Step 1, Abschn. C3, Holzbauwerke. Bemessung und Baustoffe nach Eurocode 5. Von: J.H. Blaß, R. Görlacher, G.Steck. Düsseldorf, Universtiy of Brighton
 - [83] Hilson, B. O., et al. (1990): Characteristic properties of nailed and bolted joints under short-term lateral load. Inst. of Wood Science
 - [84] Hoffmann, Karl: Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnmeßstreifen. Darmstadt, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

- [85] Hoffmeyer, P. (1995): Holz als Baustoff. In: Step 1, Abschn. A4, Holzbauwerke. Bemessung und Baustoffe nach Eurocode 5. Von: J.H. Blaß, R. Görlacher, G. Steck. Düsseldorf, Technical University of Denmark
- [86] Holschemacher, Klaus (2013): Entwurfs- und Konstruktionstabellen für Architekten. Berlin, Beuth Verlag GmbH
- [87] Hünensen, Gottfried und Fritzsche, Ehler (1998): Stahlbau in Beispielen - Berechnungspraxis nach DIN 1880 Teil 1 bis Teil 3. Düsseldorf, Werner Verlag WIT
- [88] Jaouhari, Hassan (2007): Untersuchung zur Bemessung von Lochleibungsverbindungen zwischen PMMA (Plexiglas) und Konstruktionsvollholz. Vertieferarbeit, TU Darmstadt, Fachgebiet Statik und Dynamik der Tragstrukturen
- [89] Jaouhari, Hassan (2008): Untersuchung zur Tragfähigkeit von in Reihe angeordneten Lochleibungsverbindungen zwischen PMMA (Plexiglas) und Konstruktionsvollholz. TU Darmstadt, Fachgebiet Statik der Hochbaukonstruktionen
- [90] Johansen, K. W. (1949): Theory of Timber Connections. Copenhagen
- [91] Kahlmeyer, Eduard (1993): Stahlbau nach DIN 18800 (11.90). Düsseldorf, Werner-Verlag
- [92] Kenel, Albin (2000): Zur Berechnung von Holz/Beton-Verbundkonstruktionen - Entwicklung und Vergleich verschiedener Berechnungsmethoden. EMPA Abteilung Holz
- [93] Kindmann, Rolf und Stracke, Michael (2009): Verbindungen im Stahl- und Verbundbau. Berlin, Ernst & Sohn Verlag
- [94] Klein, Bernd (2009): Leichtbau- Konstruktion. Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag
- [95] Kreher, Klaus (2004): Tragverhalten und Bemessung von Holz-Glas-Verbundträgern unter Berücksichtigung der Eigenspannung im Glas. Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Institut de Structures
- [96] Kreuzinger, Heinrich (2005): Holz-Glas-Verbundkonstruktion. Ingenieurholzbau - Karlsruher Tage Universität Karlsruhe
- [97] Krüger, Ullrich (1999): Stahlbau, Teil 1 Grundlagen. Berlin, Ernst & Sohn Verlag
- [98] Krüger, Ullrich (2000): Stahlbau, Teil 2 Stabilitätslehre, Stahlbau und Industriebau. Berlin, Ernst & Sohn Verlag
- [99] Kuhweide, Peter, et al. (2000): Holzbau Handbuch, Reihe 4 Baustoffe, Teil 2, Folge 3 - Konstruktive Vollholzprodukte. Düsseldorf, Arbeitsgemeinschaft Holz e.V.
- [100] Läßle, Volker (2008): Einführung in die Festigkeitslehre. Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag
- [101] Lindner, J., et al. (1998): Beuth Kommentare - Stahlbauten - Erläuterungen zu DIN 18800 Teil 1 bis 4. Beuth Verlag GmbH
- [102] Lohse, Wolfram (2002): Stahlbau 1. Wiesbaden, Teubner GmbH

-
- [103] Madsen, Borg (1992): Structural Behaviour of Timber. North Vancouver, Timber Engineering Ltd.
 - [104] Madsen, Borg (2000): Behaviour of Timber Connections. North Vancouver, Timber Engineering Ltd.
 - [105] Maniatis, Iris (2006): Numerical and Experimental Investigations on the Stress Distribution of Bolted Glass Connections under In-Plane Loads. TU München, Fakultät Bauingenieurwesen
 - [106] Maniatis, Iris (2006): Spannungsermittlung punktgelagerter Verglasungen unter Beanspruchungen in Scheibenebene. Stahlbau 75 (Heft 8), Berlin, Ernst & Sohn Verlag
 - [107] Marten, G. (1940): Über Kraftübertragung in Nagelverbindungen. Berlin, Forschungsberichte Holz
 - [108] Möhler, K.: Die Bemessung der Verbindungsmittel bei zusammengesetzten Biege- und Druckgliedern im Holzbau. Karlsruhe
 - [109] Möhler, K. (1986): Verschiebungsgrößen mechanischer Holzverbindungen der DIN 1052, Teil 2 (Entwurf 1984). Bauen mit Holz, Köln, Bruderverlag
 - [110] Möhler, K. und Steck, G. (1979): Näherungsformeln zur Berechnung von Verbundteilen aus Vollholz und Holzwerkstoffen. Springer-Verlag
 - [111] Möller, T. (1951): En ny metod för beräkning av spikforband. Göteborg, Chalmers University
 - [112] Mylnek, F. (1952): Die Tragfähigkeit von Holz-Nagel-Verbindungen bei Verwendung von hochwertigem Stahl. TU Braunschweig
 - [113] Natterer, Julius (2002): Holz und Glas im statischen Verbund. Micado (Heft 5 & 6), Holzbau und Forschung
 - [114] Natterer, Julius, et al. (1996): Holzbau Atlas Zwei. Düsseldorf, Arbeitsgemeinschaft Holz e.V.
 - [115] Neff, Thomas (2001): Lochleibung von Polymeren. München, Herbert Utz Verlag GmbH
 - [116] Neuber, H. (1958): Kerbspannungslehre. Berlin, Springer-Verlag
 - [117] Neubert, Philipp (2009): FE- Modellierung von Lochleibungsverbindungen bei Bauteilen aus PMMA (Plexiglas). Vertieferarbeit, TU Darmstadt, Institut für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen, FG Statik und Dynamik der Tragstrukturen
 - [118] Neubert, Philipp (2010): FE- Modellierung eines I-förmigen Verbundträgers aus Holz und PMMA (Plexiglas). Diplomarbeit, TU Darmstadt, Institut für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen
 - [119] Neuhaus, Helmuth (2011): Ingenieurholzbau. Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag
 - [120] Niedermaier, Peter (2005): Holz-Glas-Verbundkonstruktionen - Ein Beitrag zur Aussteifung von filigranen Holztragwerken. München, Technische Universität München, Institut für Baustoffe und Konstruktion, Lehrstuhl für Massivbau

- [121] Okur, Hüseyin (2002): Statik 4 - Vorlesungsskript zu Platten und Scheiben. Institut für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen, TU Darmstadt
- [122] Persson, Allan (1964): On the Stress Distribution of Cylindrical Elastic Bodies in Contact. Göteborg
- [123] Petersen, Christian: Stahlbau. Berlin, Springer-Verlag
- [124] Pilkey, Walter D. und Pilkey, Deborah F.: Stress Concentration Factors.
- [125] Pischl, R. (1969): Berechnung zusammengesetzter hölzerner Biegeträger mit Hilfstafeln zur Berechnung der Abminderungsfaktoren.
- [126] Plate, E. J. (1993): Statistik und angewandte Wahrscheinlichkeitslehre für Bauingenieure. Berlin, Ernst & Sohn Verlag
- [127] Racher, P. (1995): Mechanische Holzverbindungen - Allgemeines. In: Step 1, Abschn. C1, Holzbauwerke. Bemessung und Baustoffe nach Eurocode 5. Von: J.H. Blaß, R. Görlacher, G.Steck. Düsseldorf, CUST Civil Engineering Blaise Pascal University
- [128] Remo-Opitz, Estrellita (2009): Bestimmung des Verschiebungsmoduls bei Lochleibungsverbindungen zwischen Holz und PMMA (Plexiglas). Diplomarbeit, TU Darmstadt, Institut für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen
- [129] Roark, Raymond J.: Formulas for Stress and Strain. Wisconsin, McGraw-Hill Book Company
- [130] Robertson, Mark (2006): Spring-Pins as a timber connector in parallel strand lumber. Master Thesis, University of British Columbia
- [131] Rodd, P. (1988): Timber joints made with improved circular dowel fasteners. Seattle, Conference on Timber Engineering
- [132] Roos, Eberhard und Maile, Karl (2011): Werkstoffkunde für Ingenieure. Berlin, Springer-Verlag
- [133] Rösler, Joachim, et al. (2008): Mechanisches Verhalten der Werkstoffe. Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag
- [134] Sawin, G. N. (1956): Spannungserhöhung am Rande von Löchern. Berlin, VEB Verlag Technik
- [135] Scheer, Claus, et al. (1986): Holzbau-Taschenbuch Band 1. Berlin, Ernst & Sohn Verlag
- [136] Schneider, Klaus-Jürgen (2014): Bautabellen für Ingenieure. Werner Verlag
- [137] Schober, Klaus P., et al.: Holz-Glas-Verbundkonstruktionen zur Gebäudeaussteifung. Holzforschung Austria
- [138] Seeger, T. (1994): Arbeitsheft Werkstoffmechanik. Fachgebiet Werkstoffmechanik, TU Darmstadt
- [139] Seeger, T. (1994): Vorlesungsskript Werkstoffmechanik/Werkstofftechnologie. Fachgebiet Werkstoffmechanik, TU Darmstadt

-
- [140] Stahl, Jochen und Eckardt, Christian (2008): A unique transparent structure for the new footbridge across a moat in Darmstadt. Chicago, International Association for Bridge and Structural Engineering
 - [141] Stahl, Jochen und Eckardt, Christian (2010): Detailing of structural elements with thermoplastics. Guimaraes, The first International Conference on Structures and Architecture
 - [142] Stahl, Jochen und Eckardt, Christian (2010): New materials for transparent constructions. engineered transparency - international conference at glasstec, TU Darmstadt, TU Dresden und Messe Düsseldorf
 - [143] Stahl, Jochen und Eckardt, Christian (2010): Innovations in PMMA Design. Guimaraes, Portugal, The first International Conference on Structures and Architecture
 - [144] Stahl, Jochen und Eckardt, Christian (2011): Structural Transparency - New materials for new applications. Zürich, 6th. International Structural Engineering and Construction Conference
 - [145] Stahl, Jochen, et al. (2008): Alt und neu vereint. Bauen mit Holz (Heft 12), Köln, Bruderverlag
 - [146] Stahl, Jochen und Fast, Paul A. (2009): Mit Schwung übers Eis. Bauen mit Holz (Heft 9), Köln, Bruderverlag
 - [147] Stahl, Jochen und Fast, Paul A. (2010): Geschickt konstruiert, gelungen kombiniert. Bauen mit Holz (Heft 11), Köln, Bruderverlag
 - [148] Stahl, Jochen und Fast, Paul A. (2010): Architecturally exposed hybrid wood-steel and wood-concrete structures. Guimaraes, The first International Conference on Structures and Architecture
 - [149] Stahl, Jochen und Fast, Paul A. (2013): Holzbaukunst und grünes Motto. Bauen mit Holz (Heft 3), Köln, Bruderverlag
 - [150] Stahl, Jochen und Fast, Paul A. (2013): Grün, blau verfärbt und goldenes Siegel. Bauen mit Holz (Heft 12), Köln, Bruderverlag
 - [151] Stahl, Jochen, et al. (2012): Holzbrücke gewinnt Preiskampf. Bauen mit Holz (Heft 12), Köln, Bruderverlag
 - [152] Stahl, Jochen, et al. (2009): Bolted connections for the transparent thermoplastic PMMA. Bangkok, International Association for Bridge and Structural Engineering
 - [153] Stahl, Jochen, et al. (2010): Structural Transparency. Guimaraes, Portugal, The first International Conference on Structures and Architecture
 - [154] Stahl, Jochen, et al. (2010): Structural Transparency - A unique pedestrian bridge for Darmstadt Castle. 8th International Conference on Short and Medium Bridge, Niagara Falls, Kanada, The Canadian Society for Civil Engineering
 - [155] Stahl, Jochen, et al. (2010): Structural Transparency - A new Wood Plastic Composite Girder. Delft, Netherlands, Conference on Architectural and Structural Applications of Glass

- [156] Stahl, Jochen, et al. (2008): Ein Blick in die Zukunft. Bauen mit Holz (Heft 9), Köln, Bruderverlag
- [157] Stoy, W. (1930): Über Versuche mit Drahtstiften als Holzverbindungsmittel. Deutsche Bauzeitschrift
- [158] Techen, Holger (1997): Fügetechnik für den konstruktiven Glasbau. Dissertation, TU Darmstadt, Institut für Statik
- [159] Theocaris, P. S. (1956): The Stress Distribution in a Strip Loaded in Tension by Means of a Central Pin.
- [160] Thum, A., et al. (1960): Verformung, Spannung und Kerbwirkung. Düsseldorf, VDI-Verlag GmbH
- [161] Touati, Salim (2007): Knickuntersuchung an Stäben aus PMMA (Plexiglas). TU Darmstadt, Fachgebiet Statik und Dynamik der Tragstrukturen
- [162] Vieweg, Richard und Baumgarten, Karl G. (1975): Polymethacrylate : Herstellung, Eigenschaften, Verarbeitung und Anwendung mit 110 Tabellen. München, Hanser Verlag
- [163] Vismann, Ulrich: Wendehorst Bautechnische Zahlentafeln. Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag
- [164] Vormwald, M. (2009): Werkstoffe im Bauwesen - Werkstoffmechanik und Werkstoffkunde Metall. Institut für Stahlbau und Werkstoffmechanik, TU Darmstadt
- [165] Vormwald, Michael und Radaj, Dieter (2007): Ermüdungsfestigkeit - Grundlagen für Ingenieure. Berlin, Springer-Verlag
- [166] Werner, Gerhard und Zimmer, Karlheinz (2008): Holzbau 1. Berlin, Springer-Verlag
- [167] Werner, Hartmut (1993): Tragfähigkeit von Holz-Verbindungen mit stiftförmigen Verbindungsmitteln unter Berücksichtigung streuender Einflussgrößen. Dissertation, Universität Friderica zu Karlsruhe (TH), Fakultät für Bauingenieur- und Vermessungswesen
- [168] Whale, L. R. und Smith, I. (1985): Mechanical joints in structural timberwork. High Wycombe, Timber Research and Development Association
- [169] Wörner, Johann-Dietrich (2001): Bauen mit Kunststoffen : Jahrbuch 2002. Berlin, Ernst & Sohn Verlag
- [170] Wörner, Johann-Dietrich, et al. (2001): Glasbau : Grundlagen, Berechnung, Konstruktion. Berlin, Springer-Verlag
- [171] Yohannes, Rahel: Untersuchung von Lochleibungsverbindungen bei Bauteilen aus PMMA (Plexiglas) hinsichtlich ihrer Tragfähigkeit. Vertieferarbeit, TU Darmstadt, Fachgebiet Statik der Hochbaukonstruktionen

Anhang

| | |
|---|-----|
| A.1: Bohrlochqualitäten der Prüfserien XT, GS und RS | A3 |
| A.2: Ergebnisse der Prüfserien mit der Bohrlochqualität II | A5 |
| A.3: Lastverformungskurven der Prüfserien | A8 |
| A.3-1: Lastverformungskurven der Prüfserien XT | A8 |
| A.3-3: Lastverformungskurven der Prüfserien RS | A20 |
| A.4: Normierte Bruchspannungen σ^*_{Bruch} aus den Prüfserien | A22 |
| A.5: Quetschspannungen σ_F bei ausgewählten Prüfserien mit Plastizieren am Bohrloch | A31 |
| A.6: Bohrlochqualitäten der Prüfserien NH-XT und NH-RS | A33 |
| A.7: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten | A35 |
| A.8: Bolzenverbindungen aus PMMA und Nadelholz | A45 |
| A.9: Lastverformungskurven der Prüfserien | A50 |
| A.9-1: Lastverformungskurven der Prüfserien NH-XT | A50 |
| A.10: Verhältniswert Φ für die Prüfserien | A62 |
| A.11: Lastverformungskurven der Prüfserien XT-10-12 mit zwei Bolzen | A67 |
| A.11-1: Lastverformungskurven der Prüfserien | A67 |
| A.11-2: Normierte Beanspruchung σ^*_{Bruch} für die Prüfserie mit zwei Bolzen | A69 |
| A.12: Lastverformungskurven der Prüfserien mit mehreren Bolzen (Holz/PMMA) | A70 |
| A.12-1: Lastverformungskurven der Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA) | A70 |
| A.12-2: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten der Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA) | A71 |
| A.12-3: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA) | A72 |
| A.12-4: Lastverformungskurven der Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA) | A73 |
| A.12-5: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten für die Prüfserie 2R-NH-XT | A74 |
| A.12-6: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserie 2R-NH-XT | A74 |
| A.12-7: Lastverformungskurven der Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA) | A75 |
| A.12-8: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten für die Prüfserie 2R-NH-RS | A75 |
| A.12-9: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserie 2R-NH-RS | A75 |
| A.12-10: Lastverformungskurven der Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA) | A76 |
| A.12-11: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten für die Prüfserie 2R-NH-XT | A78 |
| A.12-12: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserie 2R-NH-XT | A78 |
| A.12-13: Lastverformungskurven der Prüfserien mit mehreren Bolzen (Holz/PMMA) | A79 |
| A.12-14: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten mit mehreren Bolzen (Holz/PMMA) | A79 |
| A.12-15: Mess- und Berechnungsergebnisse mit mehreren Bolzen | A79 |
| A.13: Lastverformungskurven der Prüfserien (Randabstand) | A80 |
| A.13-1: Lastverformungskurven der Prüfserien XT | A80 |
| A.13-2: Lastverformungskurven der Prüfserien RS | A81 |
| A.13-3: Bruchspannungen σ_{Bruch} für die Prüfserien XT | A82 |

| | |
|---|-----|
| A.13-4: Bruchspannungen σ_{Bruch} für die Prüfserien RS | A82 |
| A.13-5: Serie XT-10-12 für unterschiedliche Randabstände parallel zur Krafrichtung | A83 |
| A.13-6: Serie RS-10-12 für unterschiedliche Randabstände parallel zur Krafrichtung | A83 |
| A.14: Lastverformungskurven der Prüfserien (Randabstand) | A84 |
| A.14-1: Lastverformungskurven der Prüfserien XT | A84 |
| A.14-2: Lastverformungskurven der Prüfserien RS | A85 |
| A.14-3: Bruchspannungen σ_{Bruch} für die Prüfserien XT | A85 |
| A.14-4: Bruchspannungen σ_{Bruch} für die Prüfserien RS | A86 |
| A.14-5: Serie XT-10-12 für unterschiedliche Randabstände senkrecht zur Krafrichtung | A86 |
| A.14-6: Serie RS-10-12 für unterschiedliche Randabstände senkrecht zur Krafrichtung | A86 |
| A.15: Spannungsverteilung an 2 hintereinander liegenden Löchern (FEM) | A87 |
| A.15-1: Spannungen an den beiden Lochrändern für $B = 8 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$ | A87 |
| A.15-2: Spannungen an den beiden Lochrändern für $B = 8 \cdot d_B$ und $d_B < d_L$ | A88 |
| A.15-3: Spannungen an den beiden Lochrändern für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$ | A89 |
| A.15-4: Spannungen an den beiden Lochrändern für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B < d_L$ | A90 |
| A.16: Zugspannungen im kritischen Restquerschnitt | A91 |
| A.17: Lastverformungskurven der Prüfserien (Lochabstand) | A92 |
| A.17-1: Lastverformungskurven der Prüfserien XT | A92 |

A.1: Bohrlochqualitäten der Prüfserien XT, GS und RS

Tabelle A.1-1: Bohrlochqualitäten der Prüfserien XT

| Prüfserie | Bohrlochqualität | | | | Summe |
|-------------|------------------|----|-----|----|-------|
| | I | II | III | IV | |
| XT-5-6-01 | 1 | 2 | 3 | -- | 6 |
| XT-5-8-01 | 2 | 2 | -- | 2 | 6 |
| XT-5-12-01 | 3 | 1 | 2 | -- | 6 |
| XT-5-20-01 | 1 | 1 | 2 | -- | 4 |
| XT-6-12-01 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| XT-8-6-01 | 2 | 3 | 1 | -- | 6 |
| XT-8-8-01 | 2 | 4 | -- | -- | 6 |
| XT-8-12-01 | 5 | 1 | -- | -- | 6 |
| XT-8-20-01 | -- | 1 | 4 | -- | 5 |
| XT-10-8-01 | 2 | 1 | 1 | -- | 4 |
| XT-10-12-01 | 40 | 2 | -- | -- | 42 |
| XT-10-12-02 | 1 | 2 | -- | -- | 3 |
| XT-10-12-03 | 4 | -- | -- | -- | 4 |
| XT-10-20-01 | -- | 1 | 3 | -- | 4 |
| XT-12-6-01 | 1 | 2 | 3 | -- | 6 |
| XT-12-8-01 | 3 | 3 | -- | -- | 6 |
| XT-12-12-01 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| XT-12-12-02 | 4 | 1 | -- | -- | 5 |
| XT-12-20-01 | -- | -- | 1 | 4 | 5 |
| XT-15-12-01 | 4 | 1 | -- | 1 | 6 |
| XT-20-6-01 | -- | 1 | 2 | 3 | 6 |
| XT-20-8-01 | 2 | 1 | 1 | 1 | 5 |
| XT-20-12-01 | 1 | 4 | -- | 1 | 6 |
| XT-20-20-01 | 16 | 9 | 5 | 1 | 31 |
| XT-20-20-02 | 1 | 2 | 1 | -- | 4 |
| XT-20-20-03 | 2 | 2 | -- | -- | 4 |
| XT-20-20-04 | 2 | 1 | 1 | -- | 4 |
| XT-20-20-05 | 4 | -- | -- | -- | 4 |
| XT-20-20-06 | 5 | 3 | -- | -- | 8 |
| XT-20-20-07 | -- | 3 | 1 | -- | 4 |
| XT-20-20-08 | 2 | 3 | 1 | -- | 6 |
| XT-20-20-09 | 1 | 1 | 1 | -- | 3 |
| Summe | 117 | 58 | 33 | 13 | 221 |

Tabelle A.1-2: Bohrlochqualitäten der Prüfserien GS

| Prüfserie | Bohrlochqualität | | | | Summe |
|-------------|------------------|----|-----|----|-------|
| | I | II | III | IV | |
| GS-10-12-01 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| GS-30-20-01 | 3 | 1 | 4 | -- | 8 |
| GS-40-20-01 | -- | -- | 10 | -- | 10 |
| GS-40-20-02 | 2 | -- | -- | -- | 2 |
| GS-50-20-01 | -- | -- | 9 | -- | 9 |
| GS-50-20-02 | 1 | -- | 1 | -- | 2 |
| GS-70-20-01 | -- | -- | 2 | -- | 2 |
| GS-70-20-02 | 2 | 11 | 16 | 5 | 34 |
| GS-70-20-03 | 1 | -- | 3 | -- | 4 |
| GS-70-20-04 | -- | -- | 2 | -- | 2 |
| Summe | 12 | 12 | 47 | 5 | 76 |

Tabelle A.1-3: Bohrlochqualitäten der Prüfserien RS

| Prüfserie | Bohrlochqualität | | | | Summe |
|-------------|------------------|----|-----|----|-------|
| | I | II | III | IV | |
| RS-6-12-01 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| RS-8-12-01 | 6 | -- | -- | -- | 6 |
| RS-10-8-01 | 5 | 1 | -- | -- | 6 |
| RS-10-12-01 | 22 | 1 | -- | -- | 23 |
| RS-10-12-02 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| RS-10-12-03 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| Summe | 42 | 2 | -- | -- | 44 |

[illegible]

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ_{Bruch} [N/mm ²] | $\ln(\sigma_{\text{Bruch}})$ | m_y | s_y | n | k_n | $f_{t,k 0,05}$ [N/mm ²] |
|-------------|------------|----------------------------|---|------------------------------|-------------|-------------|-----------|-------------|--|
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| | P23 (II) | 28,10 | 92,81 | 4,53 | | | | | |
| | P24 (II) | 23,30 | 76,96 | 4,34 | | | | | |
| | P25 (II) | 30,30 | 100,08 | 4,61 | | | | | |
| XT-20-20-02 | P02 (II) | 24,00 | 76,50 | 4,34 | | | | | |
| | P03 (II) | 24,00 | 76,50 | 4,34 | | | | | |
| XT-20-20-03 | P03 (II) | 32,00 | 97,07 | 4,58 | | | | | |
| | P04 (II) | 28,00 | 84,94 | 4,44 | | | | | |
| XT-20-20-04 | P03 (II) | 26,00 | 77,47 | 4,35 | | | | | |
| XT-20-20-06 | P06 (II) | 34,00 | 101,31 | 4,62 | | | | | |
| | P07 (II) | 36,00 | 107,27 | 4,68 | | | | | |
| | P08 (II) | 33,00 | 98,33 | 4,59 | | | | | |
| XT-20-20-07 | P01 (II) | 31,00 | 83,88 | 4,43 | | | | | |
| | P02 (II) | 27,50 | 74,41 | 4,31 | | | | | |
| | P03 (II) | 31,00 | 83,88 | 4,43 | | | | | |
| XT-20-20-08 | P03 (II) | 29,70 | 88,50 | 4,48 | | | | | |
| | P04 (II) | 26,50 | 78,96 | 4,37 | | | | | |
| | P05 (II) | 30,40 | 90,58 | 4,51 | | | | | |
| XT-20-20-09 | P02 (II) | 29,00 | 77,28 | 4,35 | 4,48 | 0,12 | 58 | 1,64 | 72,73 |

Tabelle A.2-2: Ergebnisse der Prüfserien GS mit der Bohrlochqualität II

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ_{Bruch} [N/mm ²] | $\ln(\sigma_{\text{Bruch}})$ | m_y | s_y | n | k_n | $f_{t,k 0,05}$ [N/mm ²] |
|-------------|------------|----------------------------|---|------------------------------|-------------|-------------|-----------|-------------|--|
| GS-30-20-01 | P04 (II) | 40,90 | 90,06 | 4,50 | | | | | |
| GS-70-20-02 | P03 (II) | 100,10 | 85,22 | 4,45 | | | | | |
| | P04 (II) | 94,00 | 80,03 | 4,38 | | | | | |
| | P05 (II) | 110,90 | 94,41 | 4,55 | | | | | |
| | P06 (II) | 110,00 | 93,65 | 4,54 | | | | | |
| | P07 (II) | 101,00 | 85,99 | 4,45 | | | | | |
| | P08 (II) | 111,30 | 94,76 | 4,55 | | | | | |
| | P09 (II) | 108,00 | 91,95 | 4,52 | | | | | |
| | P10 (II) | 106,90 | 91,01 | 4,51 | | | | | |
| | P11 (II) | 104,10 | 88,63 | 4,48 | | | | | |
| | P12 (II) | 100,00 | 85,13 | 4,44 | | | | | |
| | P13 (II) | 98,00 | 83,43 | 4,42 | 4,48 | 0,05 | 12 | 1,92 | 79,86 |

Tabelle A.2-3: Ergebnisse der Prüfserien RS mit der Bohrlochqualität II

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ_{Bruch} [N/mm ²] | $\ln(\sigma_{\text{Bruch}})$ | m_y | s_y | n | k_n | $f_{t,k 0,05}$ [N/mm ²] |
|-------------|------------|----------------------------|---|------------------------------|-------------|-------------|-----------|-------------|--|
| RS-6-12-01 | P01 (I) | 9,20 | 164,89 | 5,11 | | | | | |
| | P02 (I) | 9,30 | 166,68 | 5,12 | | | | | |
| | P03 (I) | 9,60 | 172,06 | 5,15 | | | | | |
| RS-8-12-01 | P01 (I) | 16,20 | 217,76 | 5,38 | | | | | |
| | P02 (I) | 16,10 | 216,42 | 5,38 | | | | | |
| | P03 (I) | 16,10 | 216,42 | 5,38 | | | | | |
| | P04 (I) | 16,50 | 221,80 | 5,40 | | | | | |
| | P05 (I) | 16,70 | 224,49 | 5,41 | | | | | |
| | P06 (I) | 16,40 | 220,45 | 5,40 | | | | | |
| RS-10-8-01 | P01 (I) | 11,70 | 183,49 | 5,21 | | | | | |
| | P02 (I) | 11,30 | 177,22 | 5,18 | | | | | |
| | P03 (I) | 10,60 | 166,24 | 5,11 | | | | | |
| | P04 (I) | 9,70 | 152,12 | 5,02 | | | | | |
| | P05 (I) | 10,10 | 158,40 | 5,07 | | | | | |
| | P06 (II) | 11,20 | 175,65 | 5,17 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P01 (I) | 16,50 | 165,37 | 5,11 | | | | | |
| | P02 (I) | 17,10 | 171,38 | 5,14 | | | | | |
| | P03 (I) | 17,00 | 170,38 | 5,14 | | | | | |
| | P04 (I) | 16,90 | 181,74 | 5,20 | | | | | |
| | P05 (I) | 17,00 | 182,81 | 5,21 | | | | | |
| | P06 (I) | 16,90 | 181,74 | 5,20 | | | | | |
| | P07 (I) | 15,60 | 163,10 | 5,09 | | | | | |
| | P08 (I) | 16,00 | 167,28 | 5,12 | | | | | |
| | P09 (I) | 15,80 | 165,19 | 5,11 | | | | | |
| | P10 (I) | 17,70 | 190,34 | 5,25 | | | | | |
| | P11 (I) | 17,00 | 182,81 | 5,21 | | | | | |
| | P12 (I) | 17,00 | 182,81 | 5,21 | | | | | |
| | P13 (I) | 16,70 | 179,59 | 5,19 | | | | | |
| | P14 (I) | 15,40 | 165,61 | 5,11 | | | | | |
| | P15 (I) | 16,10 | 173,14 | 5,15 | | | | | |
| | P16 (I) | 15,80 | 169,91 | 5,14 | | | | | |
| | P17 (I) | 15,30 | 164,53 | 5,10 | | | | | |
| | P18 (I) | 15,40 | 165,61 | 5,11 | | | | | |
| | P19 (I) | 14,00 | 150,55 | 5,01 | | | | | |
| | P20 (I) | 15,10 | 162,38 | 5,09 | | | | | |
| | P21 (I) | 15,70 | 168,83 | 5,13 | | | | | |
| | P22 (I) | 15,30 | 164,53 | 5,10 | | | | | |
| | P23 (II) | 15,90 | 170,99 | 5,14 | | | | | |
| RS-10-12-02 | P01 (I) | 17,30 | 186,04 | 5,23 | | | | | |
| | P02 (I) | 17,70 | 190,34 | 5,25 | | | | | |
| | P03 (I) | 17,70 | 190,34 | 5,25 | | | | | |
| RS-10-12-03 | P01 (I) | 16,60 | 178,51 | 5,18 | | | | | |
| | P02 (I) | 16,40 | 176,36 | 5,17 | | | | | |
| | P03 (I) | 16,20 | 174,21 | 5,16 | 5,18 | 0,10 | 44 | 1,64 | 151,00 |

A.3: Lastverformungskurven der Prüfserien

A.3-1: Lastverformungskurven der Prüfserien XT

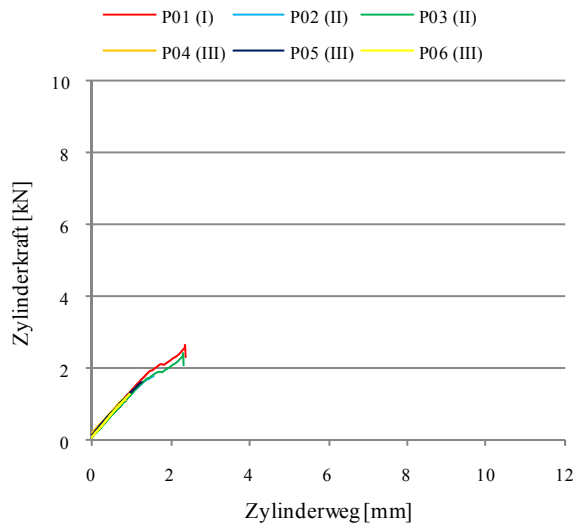


Abbildung A.3-1-1: Prüfserie XT-5-6-01

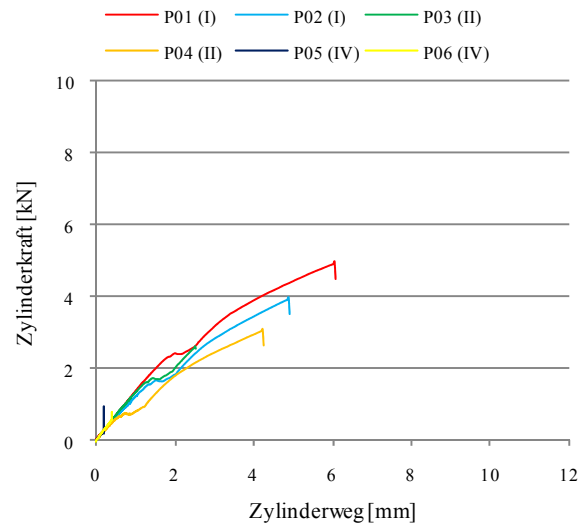


Abbildung A.3-1-2: Prüfserie XT-5-8-01

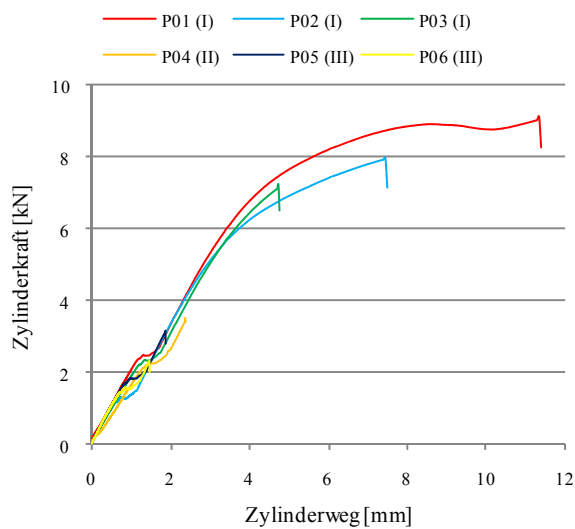


Abbildung A.3-1-3: Prüfserie XT-5-12-01

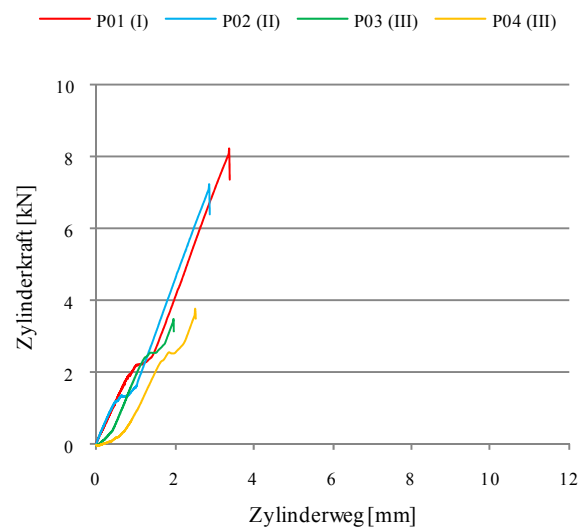


Abbildung A.3-1-4: Prüfserie XT-5-20-01

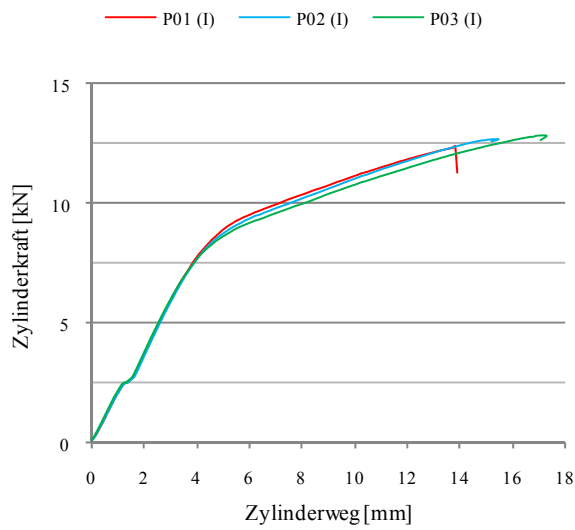


Abbildung A.3-1-5: Prüfserie XT-6-12-01

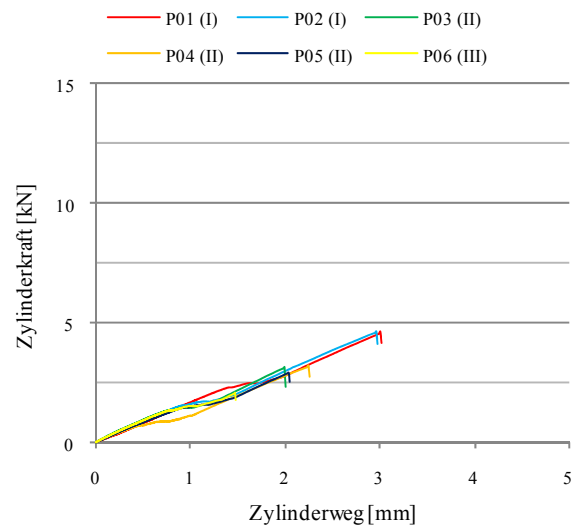


Abbildung A.3-1-6: Prüfserie XT-8-6-01

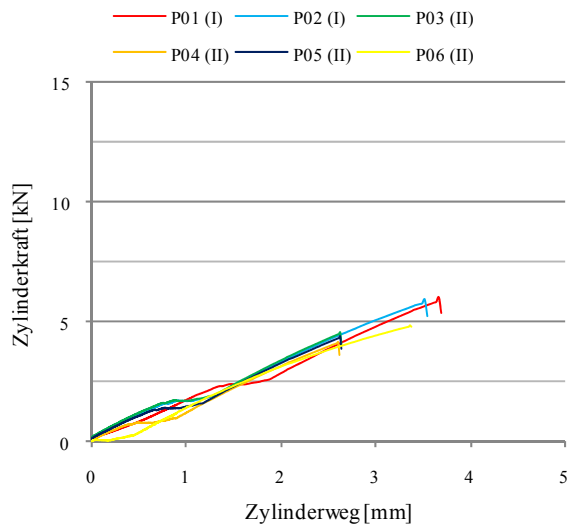


Abbildung A.3-1-7: Prüfserie XT-8-8-01

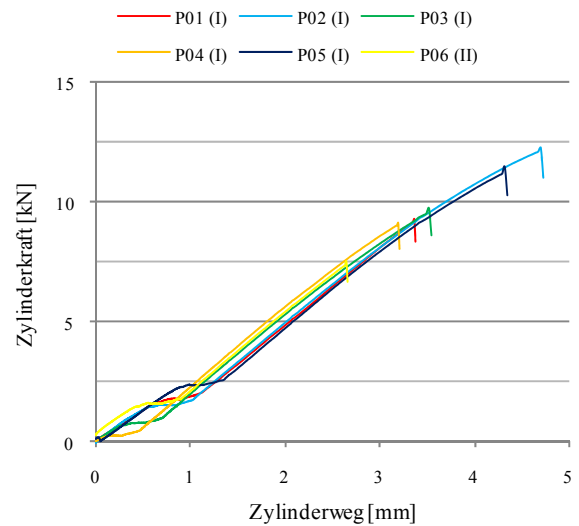


Abbildung A.3-1-8: Prüfserie XT-8-12-01

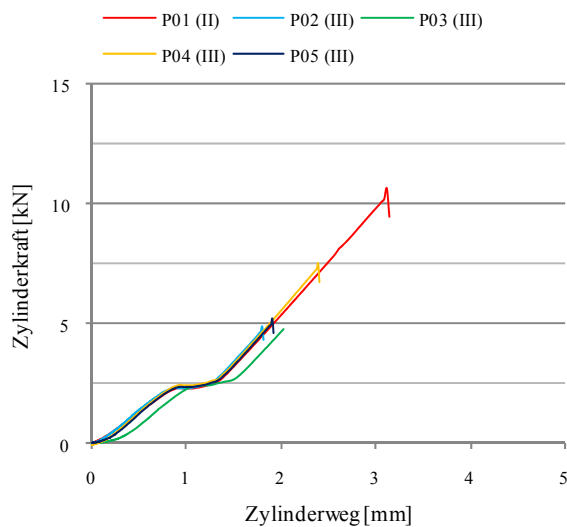


Abbildung A.3-1-9: Prüfserie XT-8-20-01

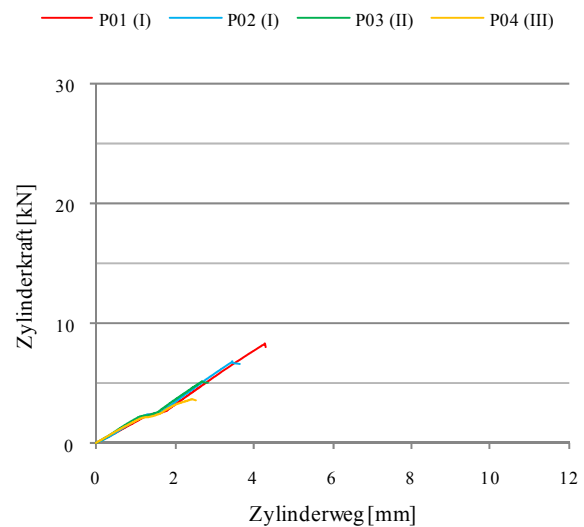


Abbildung A.3-1-10: Prüfserie XT-10-8-01

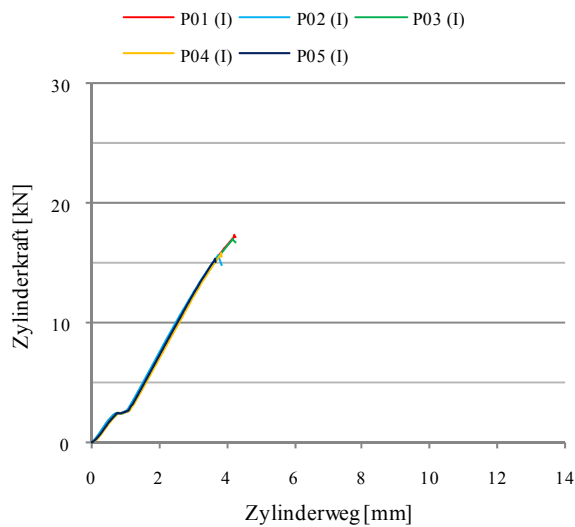


Abbildung A.3-1-11: Prüfsérie XT-10-12-01 (P01-05)

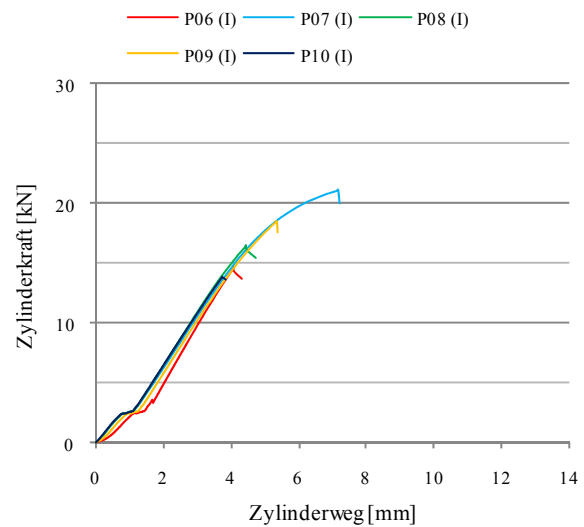


Abbildung A.3-1-12: Prüfsérie XT-10-12-01 (P06-10)

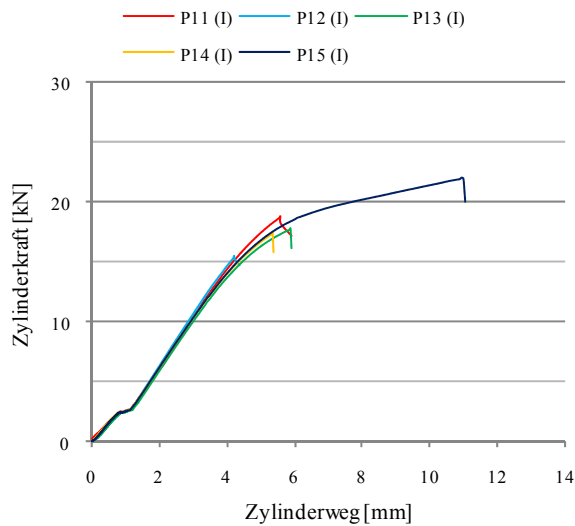


Abbildung A.3-1-13: Prüfsérie XT-10-12-01 (P11-15)

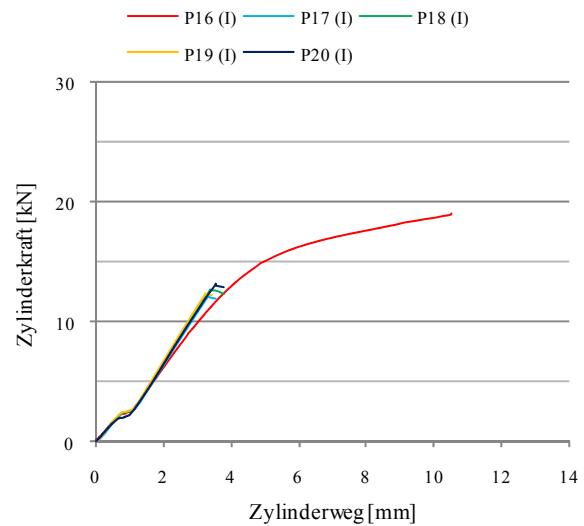


Abbildung A.3-1-14: Prüfsérie XT-10-12-01 (P16-20)

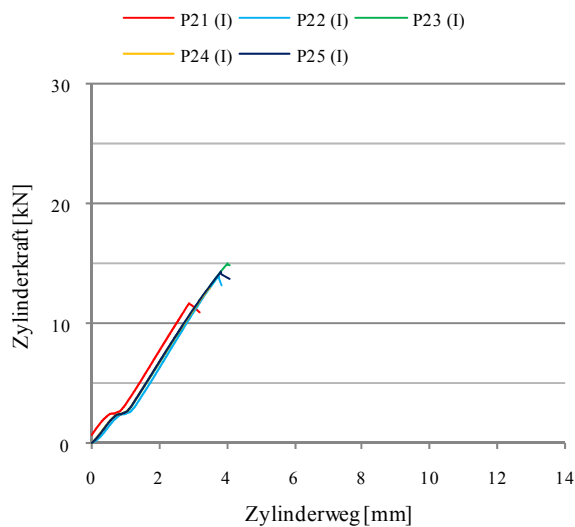


Abbildung A.3-1-15: Prüfsérie XT-10-12-01 (P21-25)

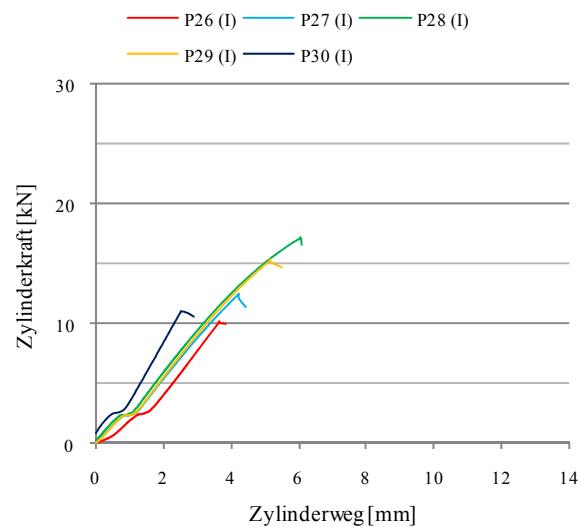


Abbildung A.3-1-16: Prüfsérie XT-10-12-01 (P26-30)

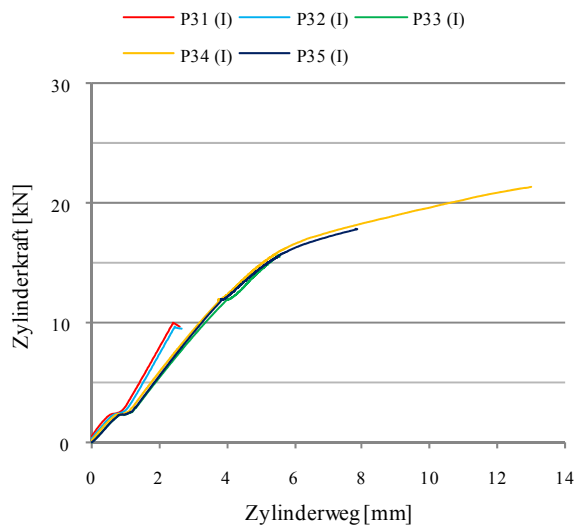


Abbildung A.3-1-17: Prüfserie XT-10-12-01 (P31-35)

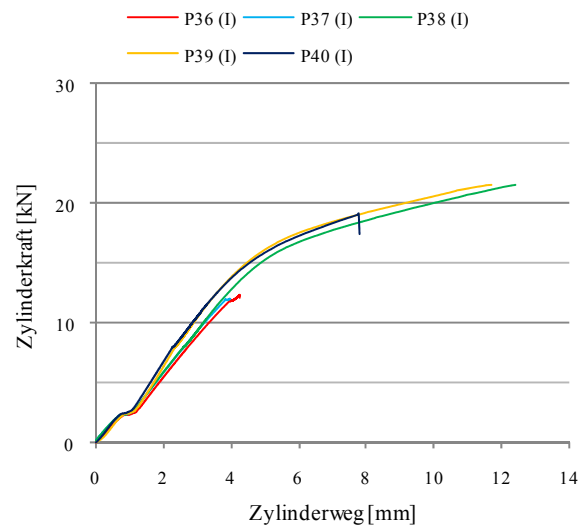


Abbildung A.3-1-18: Prüfserie XT-10-12-01 (P36-40)

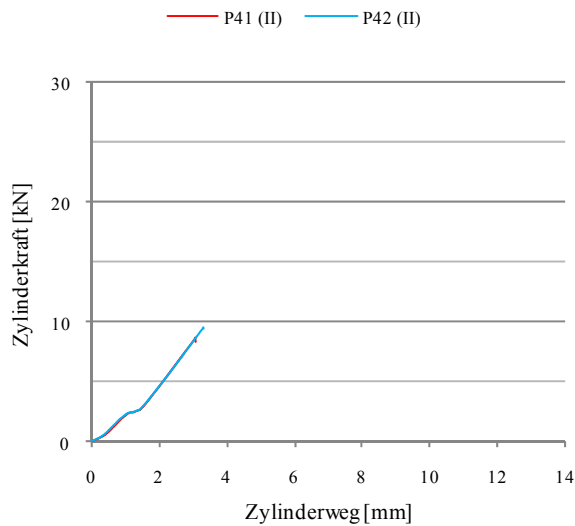


Abbildung A.3-1-19: Prüfserie XT-10-12-01 (P41-42)

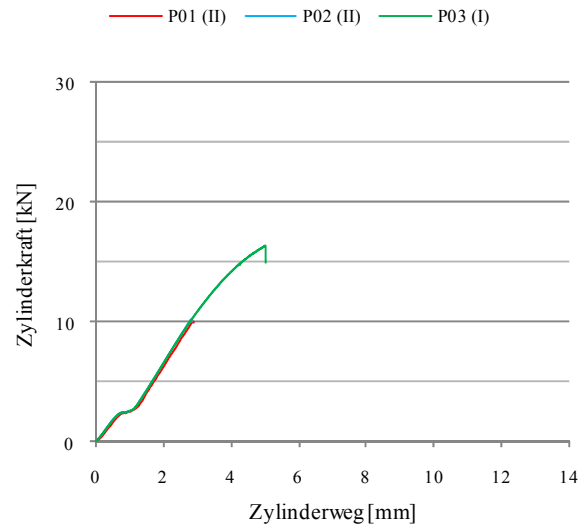


Abbildung A.3-1-20: Prüfserie XT-10-12-02

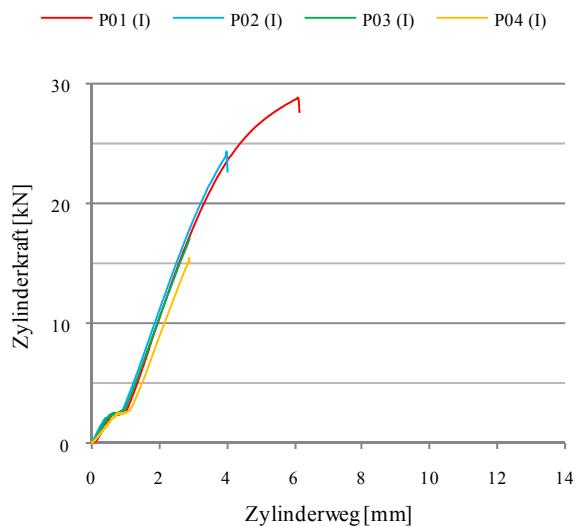


Abbildung A.3-1-21: Prüfserie XT-10-12-03

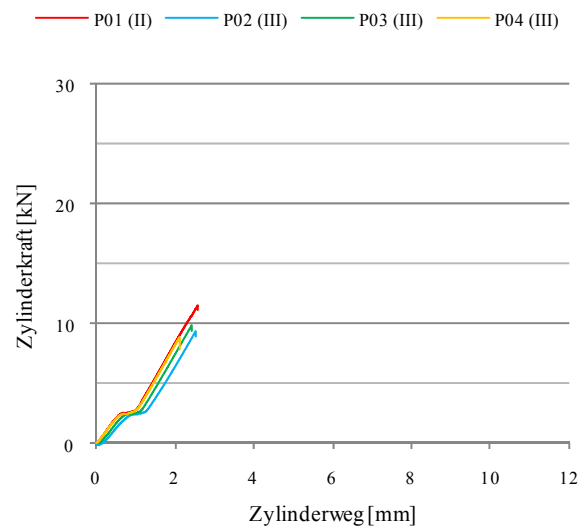


Abbildung A.3-1-22: Prüfserie XT-10-20-01

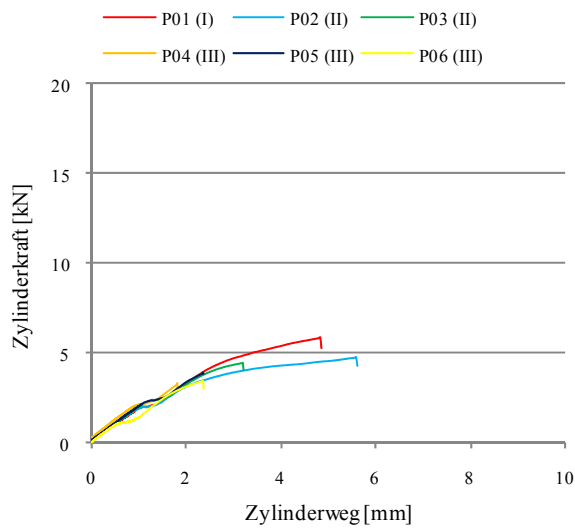


Abbildung A.3-1-23: Prüfserie XT-12-6-01

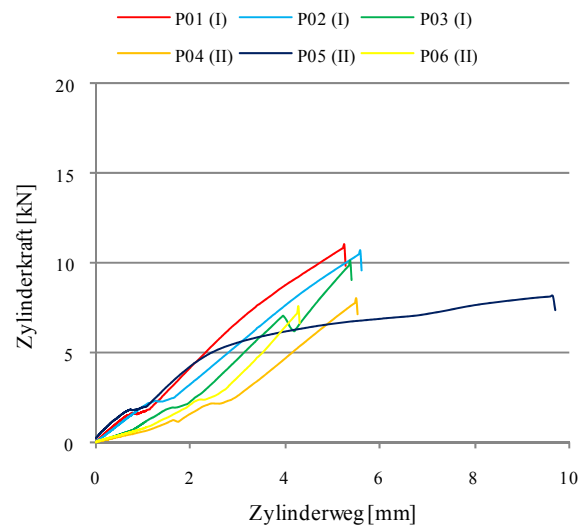


Abbildung A.3-1-24: Prüfserie XT-12-8-01

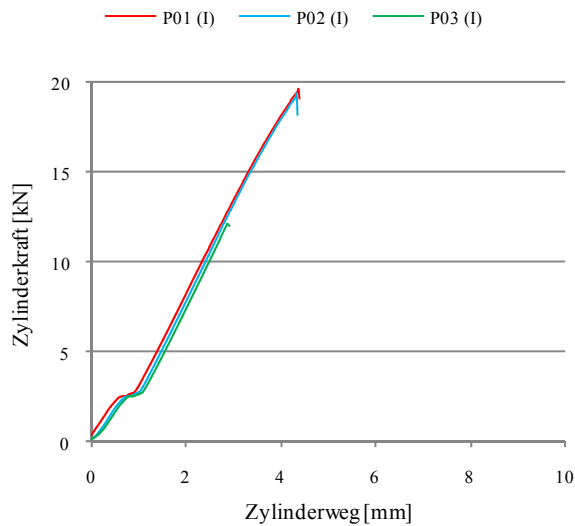


Abbildung A.3-1-25: Prüfserie XT-12-12-01

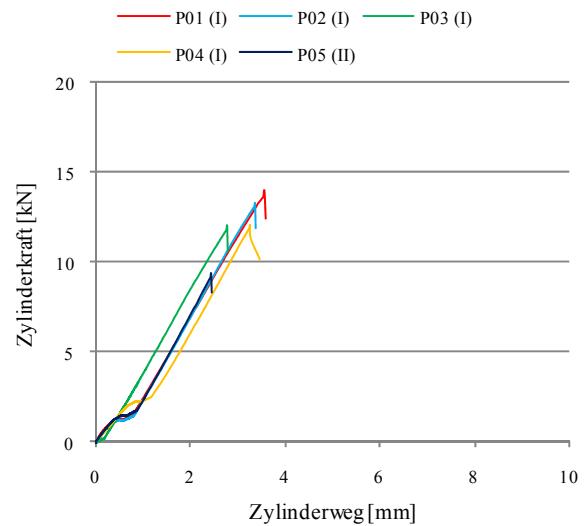


Abbildung A.3-1-26: Prüfserie XT-12-12-02

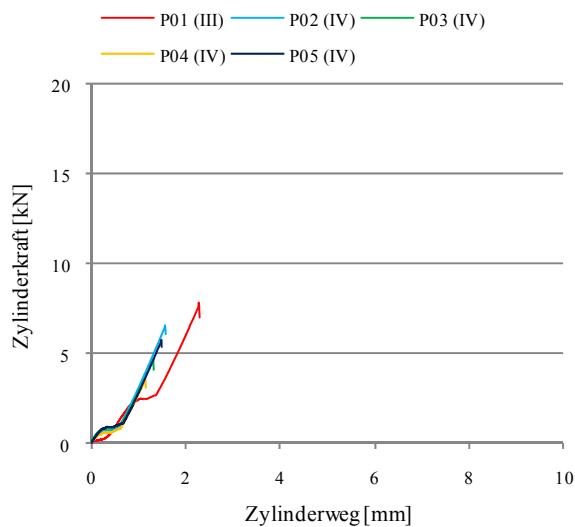


Abbildung A.3-1-27: Prüfserie XT-12-20-01

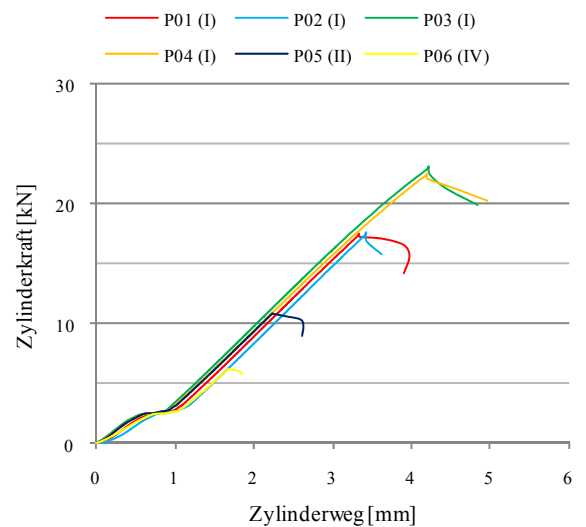


Abbildung A.3-1-28: Prüfserie XT-15-12-01

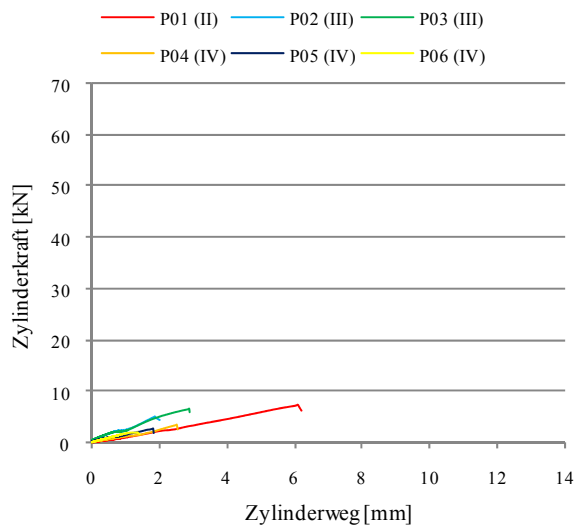


Abbildung A.3-1-29: Prüfserie XT-20-6-01

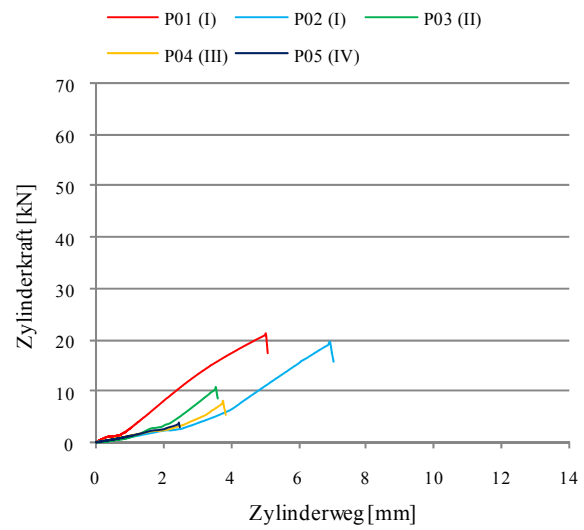


Abbildung A.3-1-30: Prüfserie XT-20-8-01

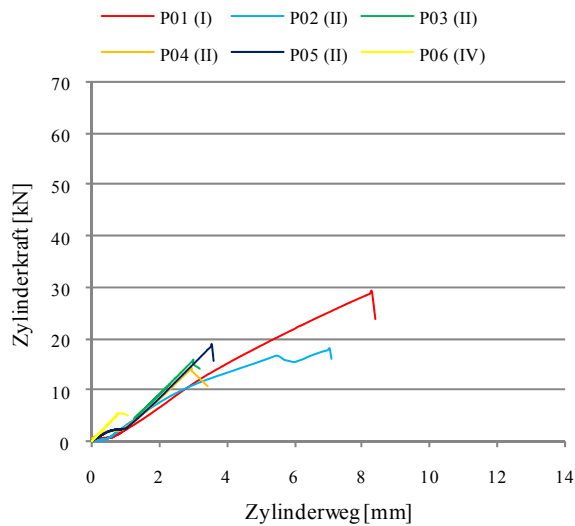


Abbildung A.3-1-31: Prüfserie XT-20-12-01

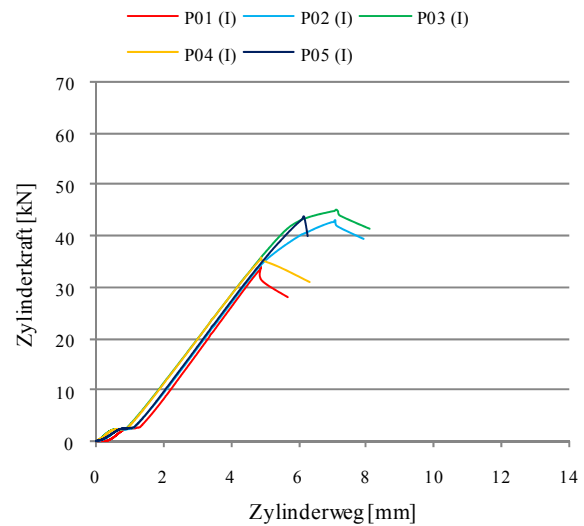


Abbildung A.3-1-32: Prüfserie XT-20-20-01 (P01-05)

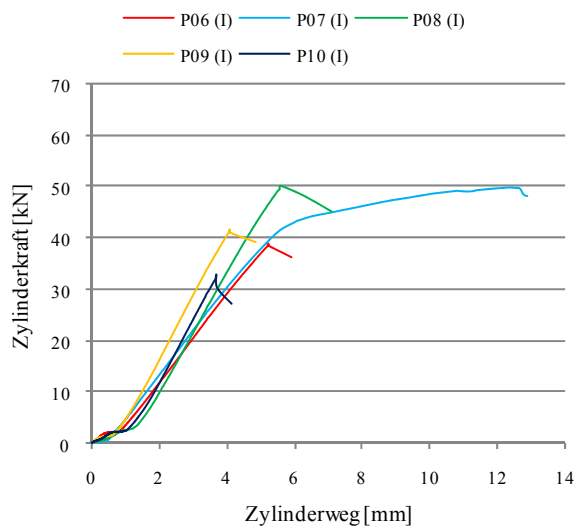


Abbildung A.3-1-33: Prüfserie XT-20-20-01 (P06-10)

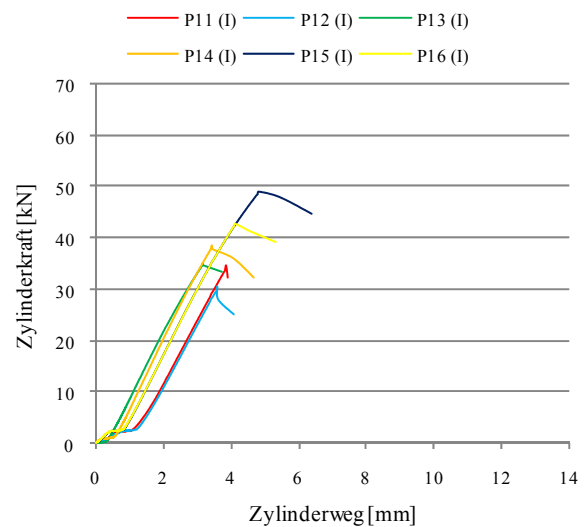


Abbildung A.3-1-34: Prüfserie XT-20-20-01 (P11-16)

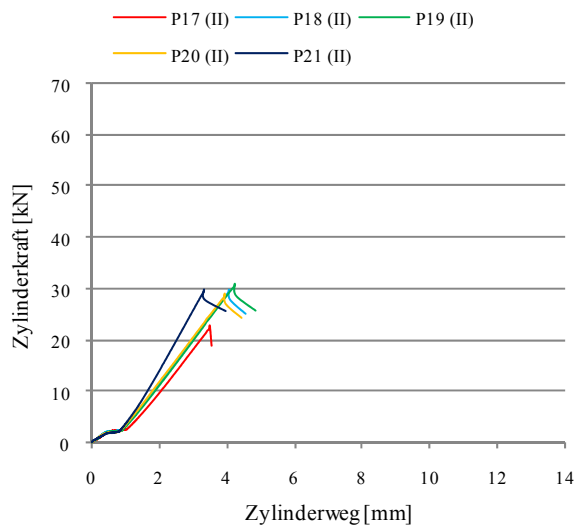


Abbildung A.3-1-35: Prüfserie XT-20-20-01 (P17-21)

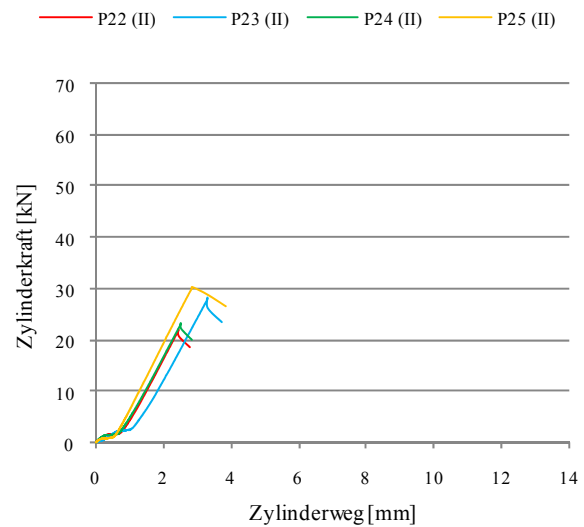


Abbildung A.3-1-36: Prüfserie XT-20-20-01 (P22-25)

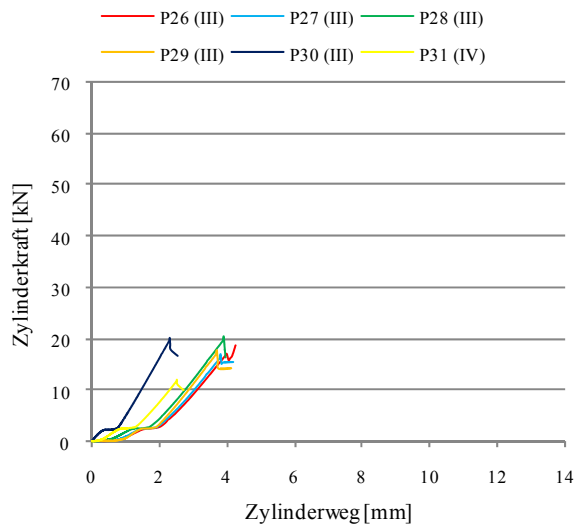


Abbildung A.3-1-37: Prüfserie XT-20-20-01 (P26-31)

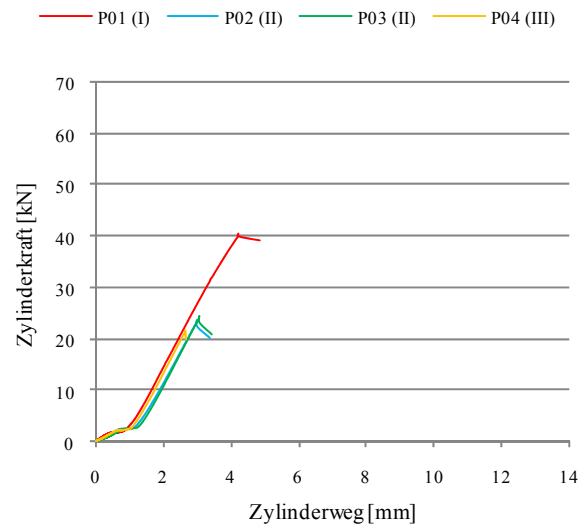


Abbildung A.3-1-38: Prüfserie XT-20-20-02

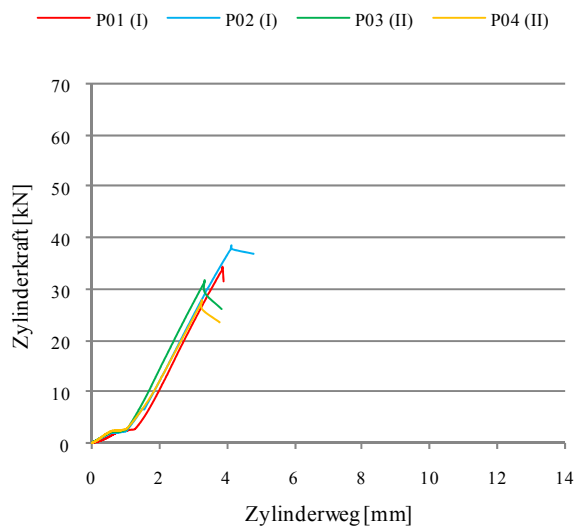


Abbildung A.3-1-39: Prüfserie XT-20-20-03

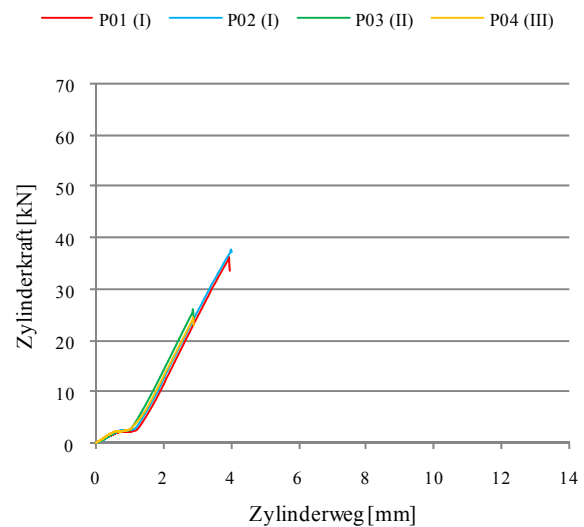


Abbildung A.3-1-40: Prüfserie XT-20-20-04

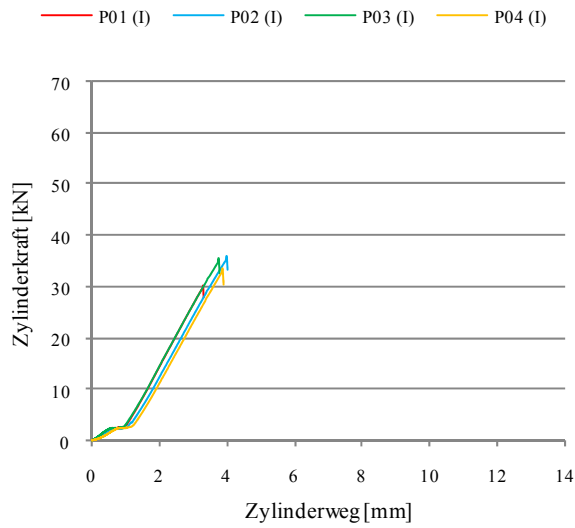


Abbildung A.3-1-41: Prüfserie XT-20-20-05

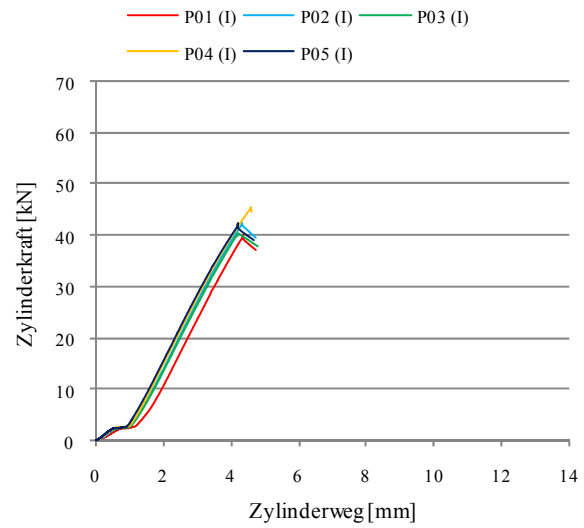


Abbildung A.3-1-42: Prüfserie XT-20-20-06 (P01-05)

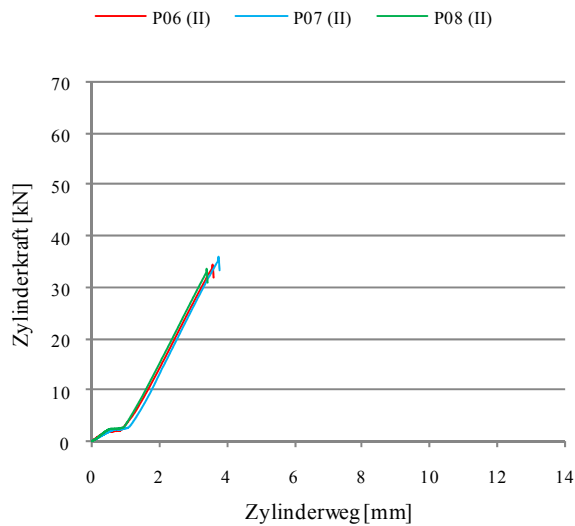


Abbildung A.3-1-43: Prüfserie XT-20-20-06 (P06-08)

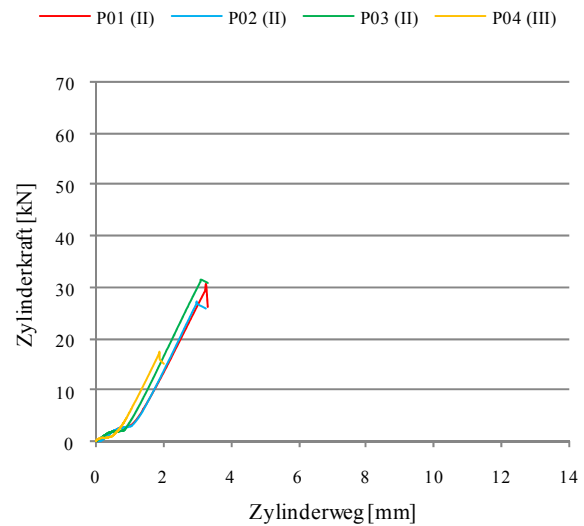


Abbildung A.3-1-44: Prüfserie XT-20-20-07

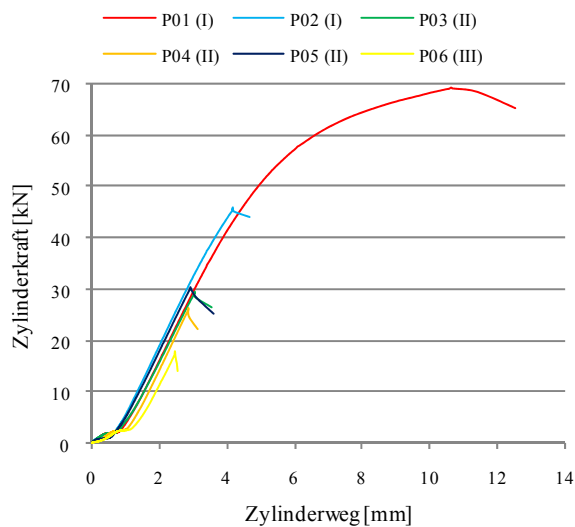


Abbildung A.3-1-45: Prüfserie XT-20-20-08

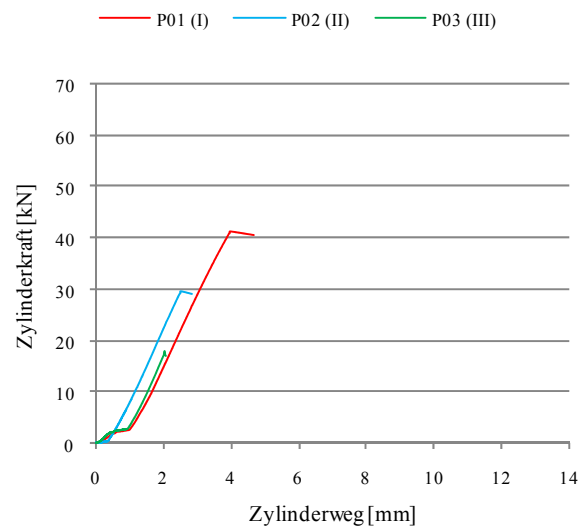


Abbildung A.3-1-46: Prüfserie XT-20-20-09

A.3-2: Lastverformungskurven der Prüfserien GS

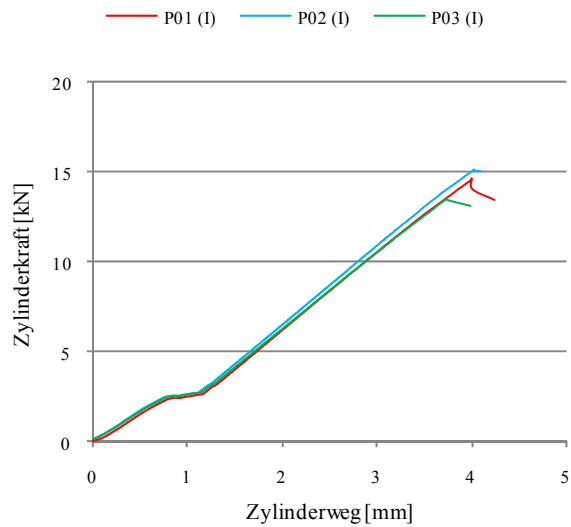


Abbildung A.3-2-1: Prüfserie GS-10-12-01

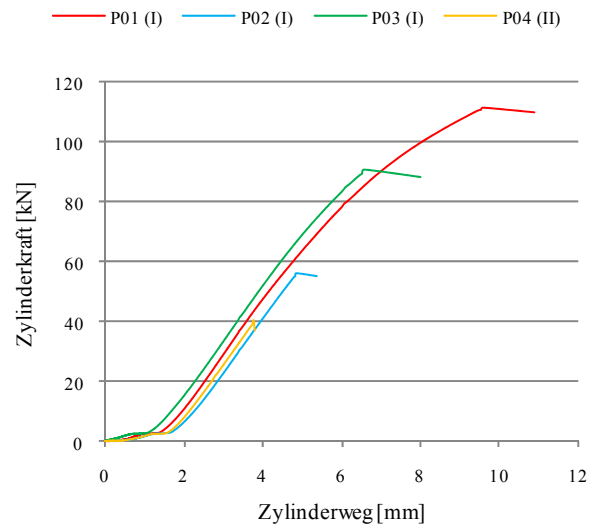


Abbildung A.3-2-2: Prüfserie GS-30-20-01 (P01-04)

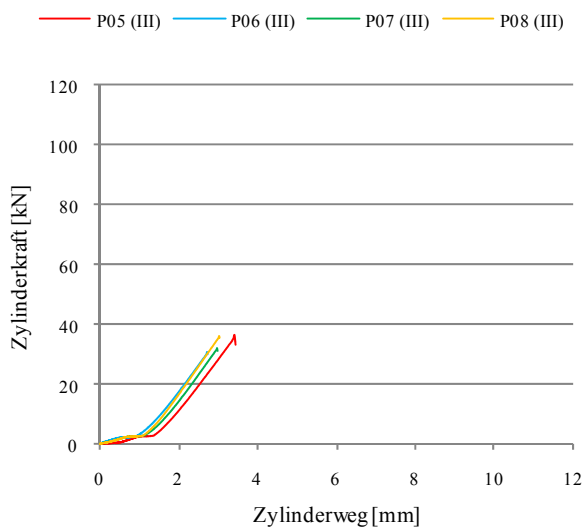


Abbildung A.3-2-3: Prüfserie GS-30-20-01 (P05-08)

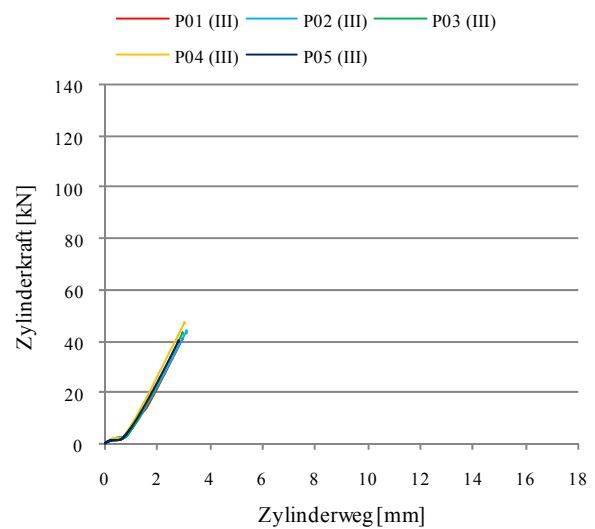


Abbildung A.3-2-4: Prüfserie GS-40-20-01 (P01-05)

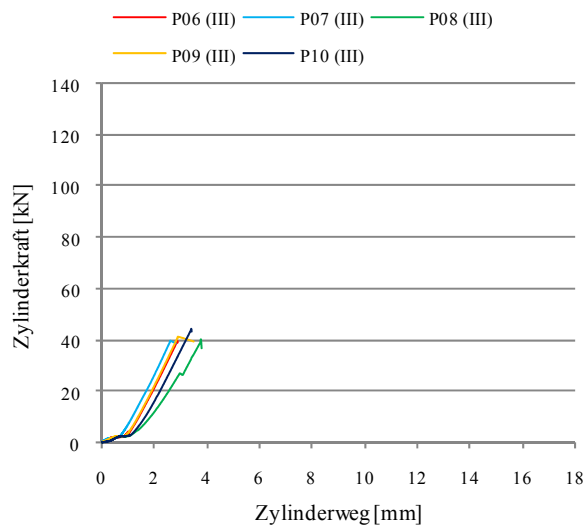


Abbildung A.3-2-5: Prüfserie GS-40-20-01 (P06-10)

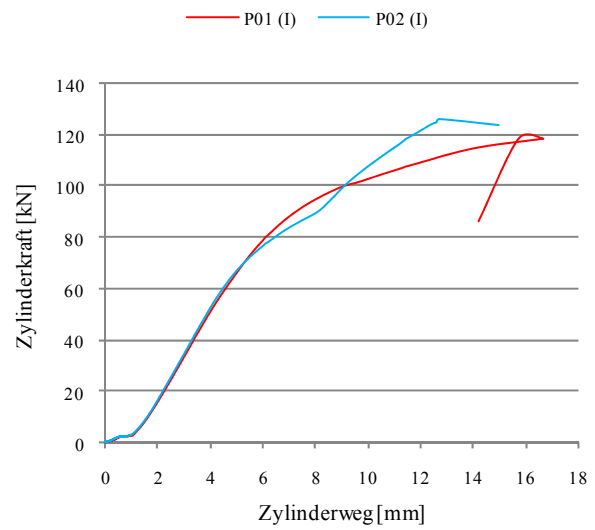


Abbildung A.3-2-6: Prüfserie GS-40-20-02

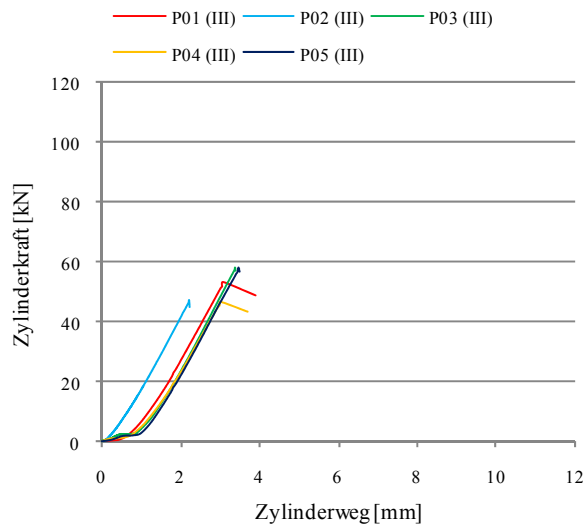


Abbildung A.3-2-7: Prüfserie GS-50-20-01 (P01-05)

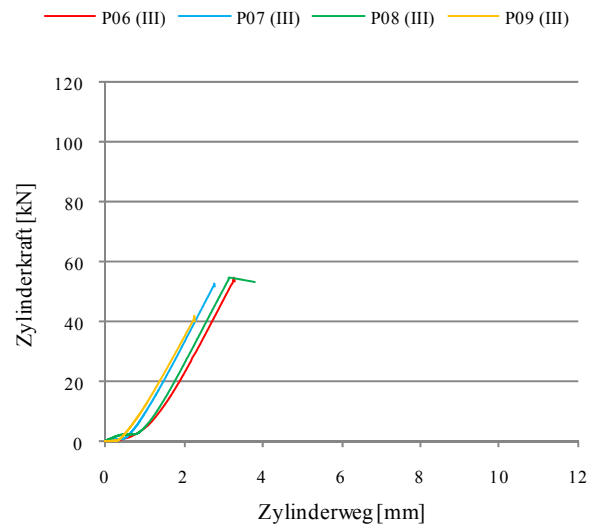


Abbildung A.3-2-8: Prüfserie GS-50-20-01 (P06-09)

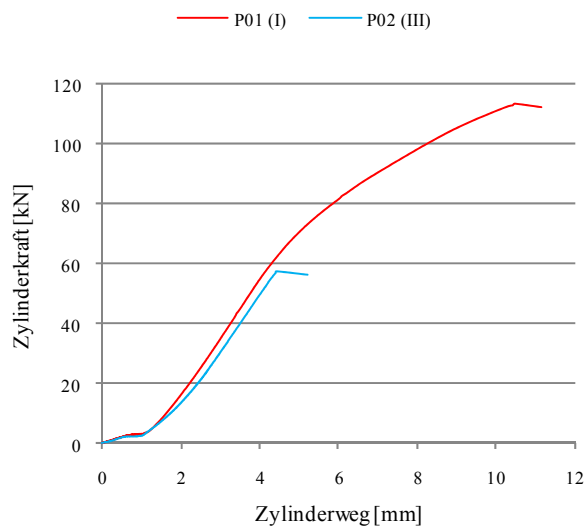


Abbildung A.3-2-9: Prüfserie GS-50-20-02

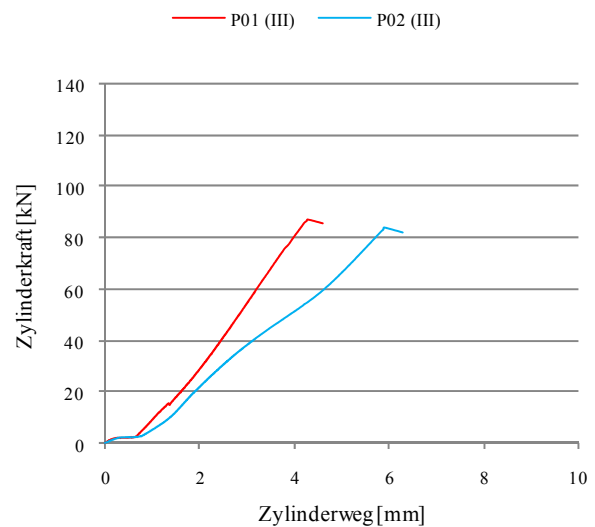


Abbildung A.3-2-10: Prüfserie GS-70-20-01

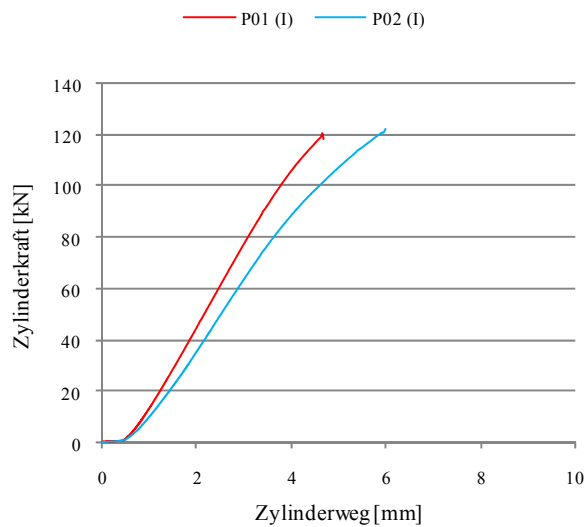


Abbildung A.3-2-11: Prüfserie GS-70-20-02 (P01-02)

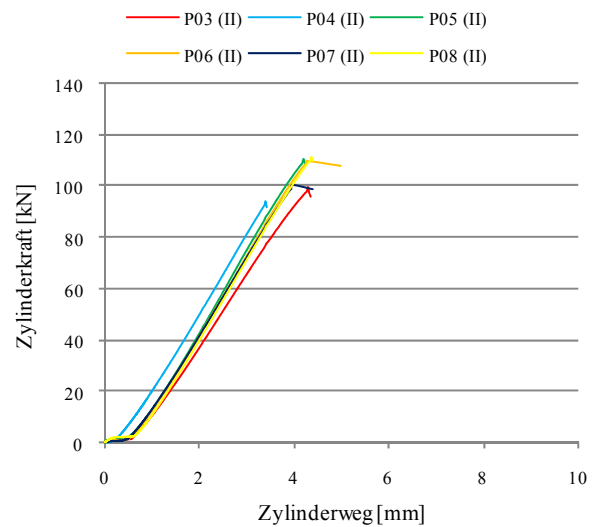


Abbildung A.3-2-12: Prüfserie GS-70-20-02 (P03-08)

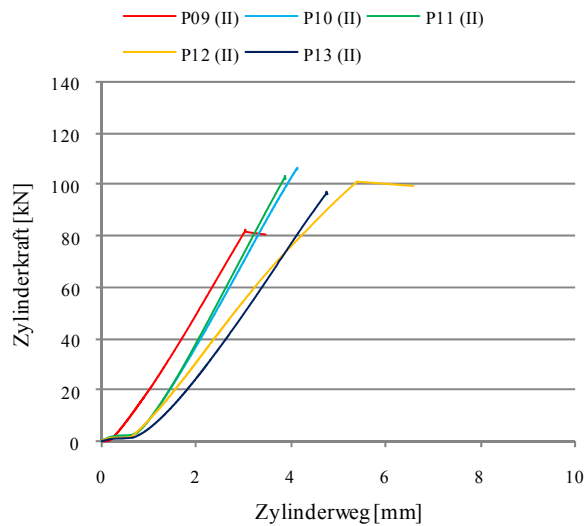


Abbildung A.3-2-13: Prüfserie GS-70-20-02 (P09-13)

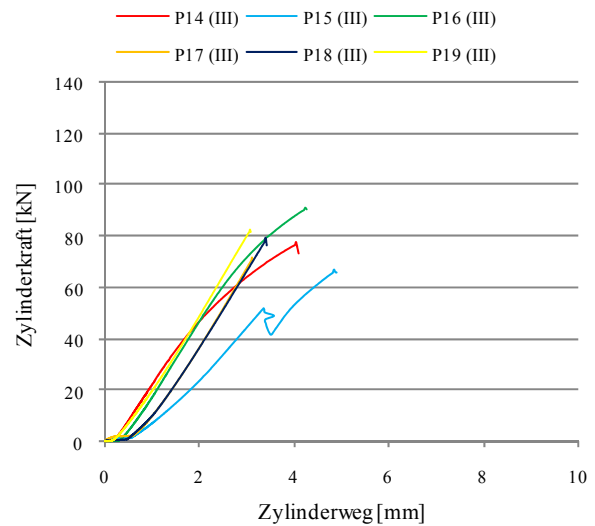


Abbildung A.3-2-14: Prüfserie GS-70-20-02 (P14-19)

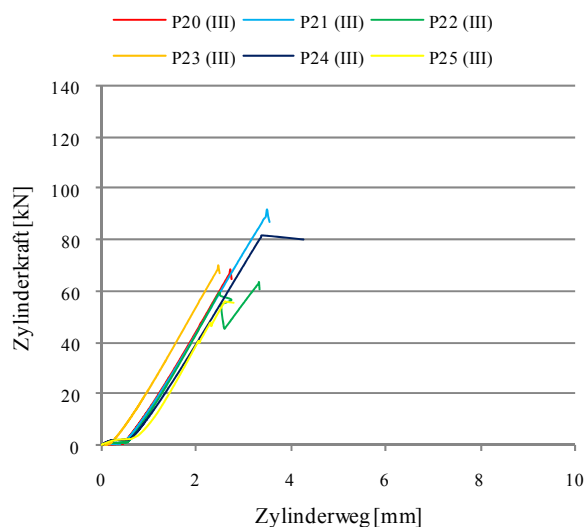


Abbildung A.3-2-15: Prüfserie GS-70-20-02 (P20-25)

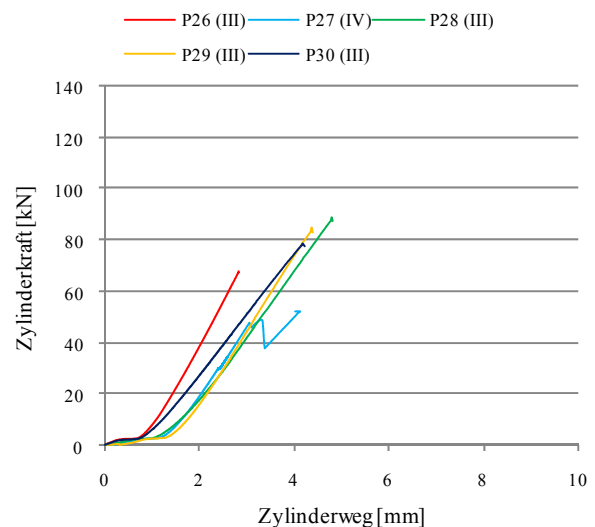


Abbildung A.3-2-16: Prüfserie GS-70-20-02 (P26-30)

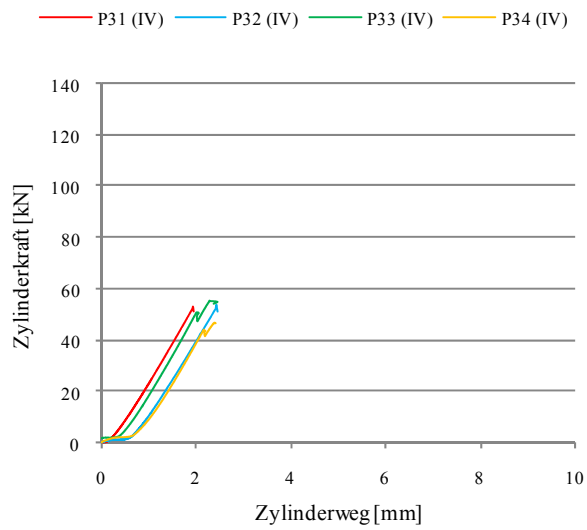


Abbildung A.3-2-17: Prüfserie GS-70-20-02 (P31-34)

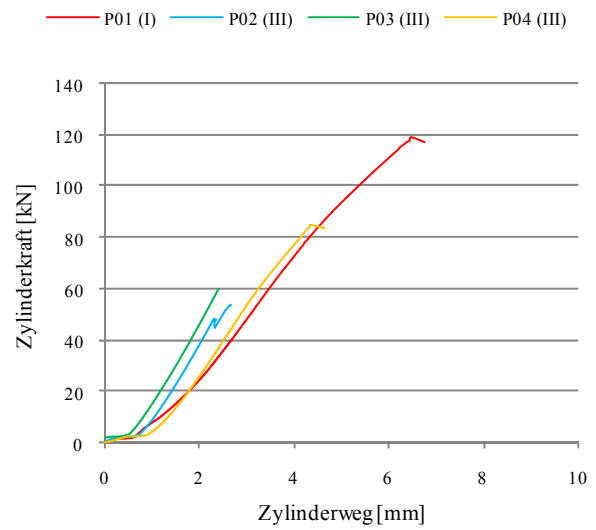


Abbildung A.3-2-18: Prüfserie GS-70-20-03

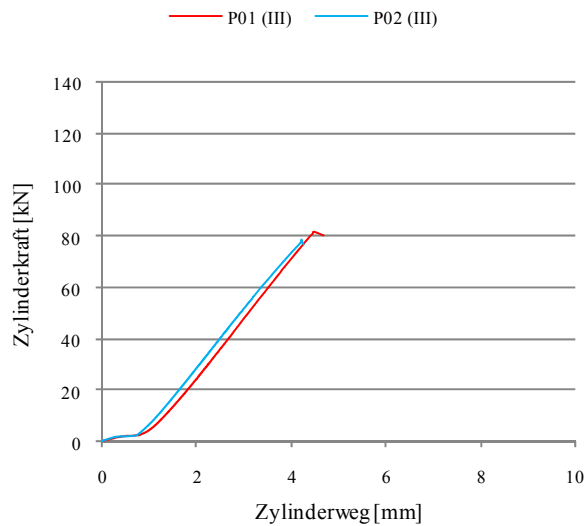


Abbildung A.3-2-19: Prüfserie GS-70-20-04

A.3-3: Lastverformungskurven der Prüfserien RS

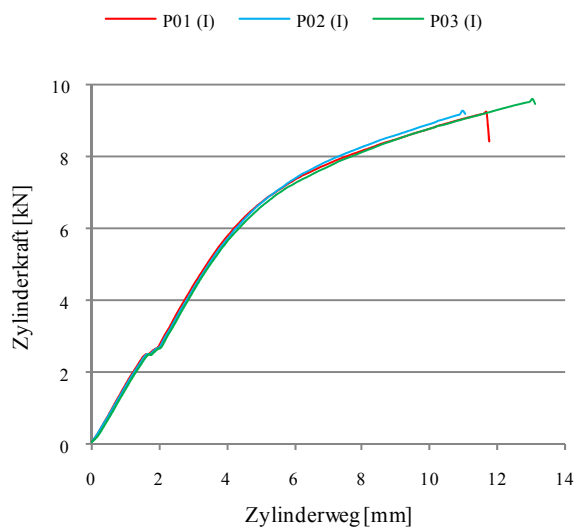


Abbildung A.3-3-1: Prüfsérie RS-6-12-01

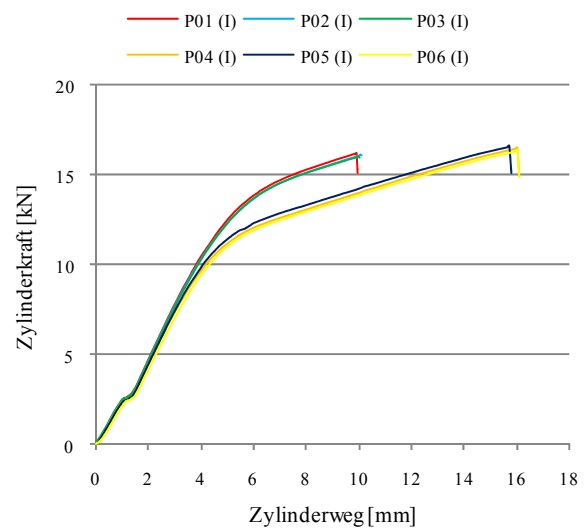


Abbildung A.3-3-2: Prüfsérie RS-8-12-01

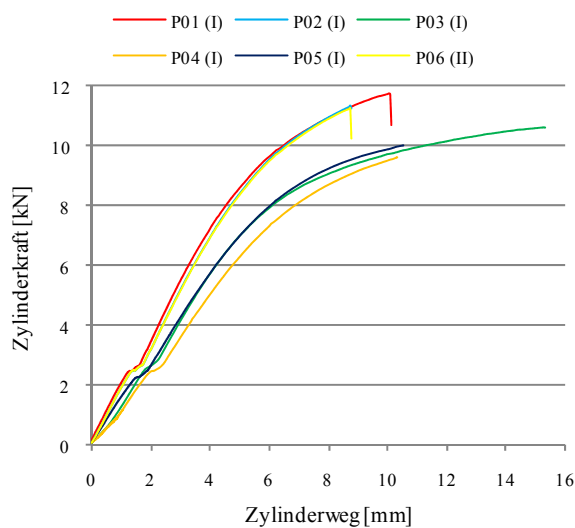


Abbildung A.3-3-3: Prüfsérie RS-10-8-01

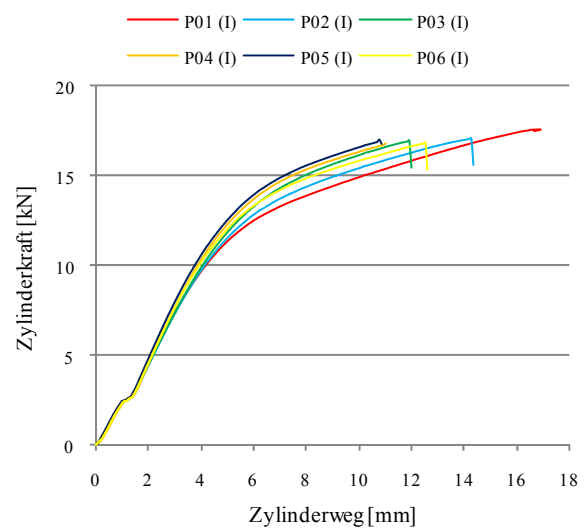


Abbildung A.3-3-4: Prüfsérie RS-10-12-01 (P01-06)

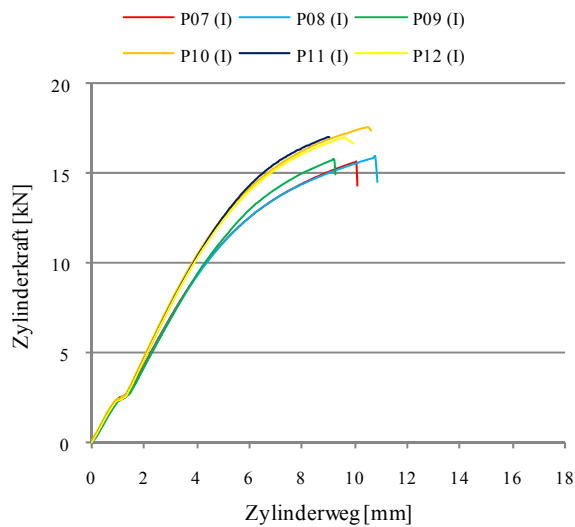


Abbildung A.3-3-5: Prüfserie RS-10-12-01 (P07-12)

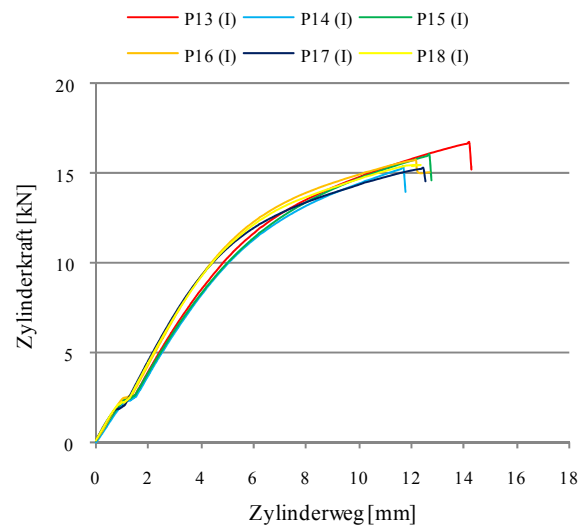


Abbildung A.3-3-6: Prüfserie RS-10-12-01 (P13-18)

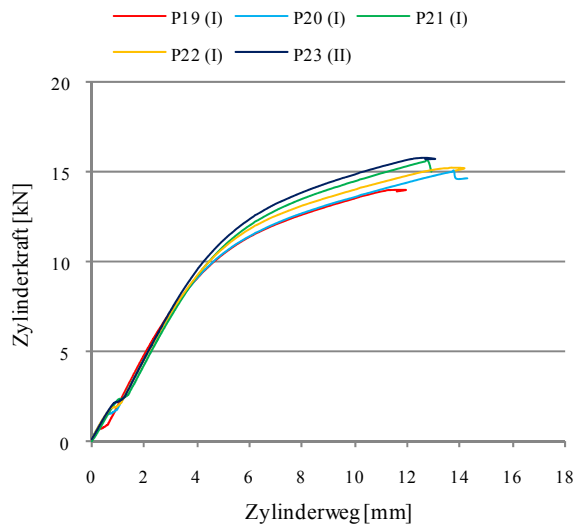


Abbildung A.3-3-7: Prüfserie RS-10-12-01 (P19-23)

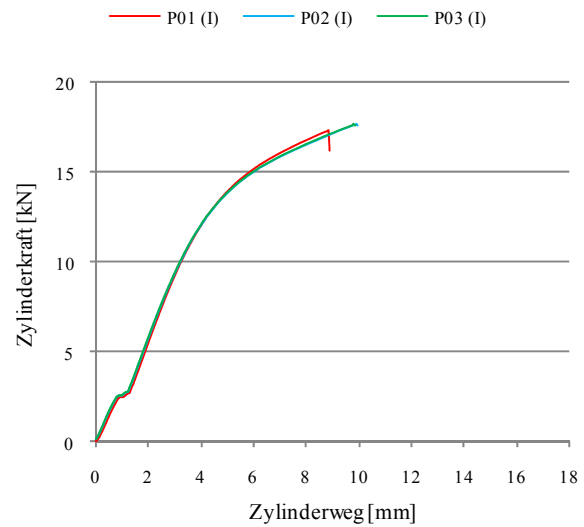


Abbildung A.3-3-8: Prüfserie RS-10-12-02

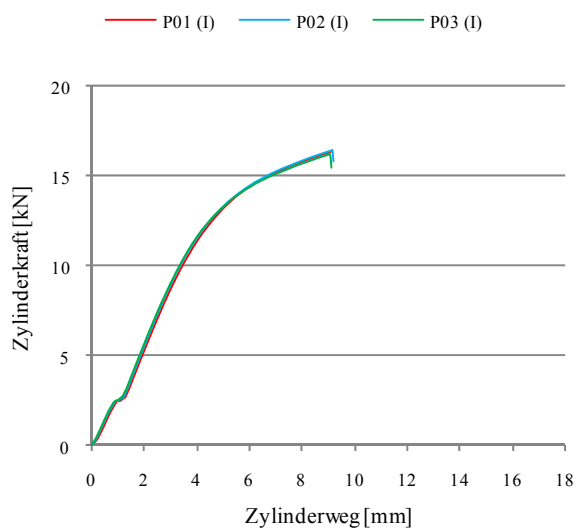


Abbildung A.3-3-9: Prüfserie RS-10-12-03

A.4: Normierte Bruchspannungen σ^*_{Bruch} aus den Prüfserien

Tabelle A.4-1: Normierte Bruchspannungen σ^*_{Bruch} für die Prüfserien XT

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ^*_{Bruch} | $\ln(\sigma^*_{\text{Bruch}})$ | m_y | s_y | n | k_n | $f^*_{t,k\ 0,05}$ |
|-------------|------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------|-------|-------|---|-------|-------------------|
| XT-5-6-01 | P01 (I) | 2,60 | 1,51 | 0,41 | | | | | |
| XT-5-8-01 | P01 (I) | 5,00 | 2,18 | 0,78 | | | | | |
| | P02 (I) | 4,00 | 1,74 | 0,56 | | | | | |
| XT-5-12-01 | P01 (I) | 9,10 | 2,72 | 1,00 | | | | | |
| | P02 (I) | 8,00 | 2,39 | 0,87 | | | | | |
| | P03 (I) | 7,20 | 2,15 | 0,77 | | | | | |
| XT-5-20-01 | P01 (I) | 8,20 | 1,50 | 0,41 | | | | | |
| XT-6-12-01 | P01 (I) | 12,40 | 3,09 | 1,13 | | | | | |
| | P02 (I) | 12,70 | 3,16 | 1,15 | | | | | |
| | P03 (I) | 12,80 | 3,19 | 1,16 | | | | | |
| XT-8-6-01 | P01 (I) | 4,60 | 1,67 | 0,51 | | | | | |
| | P02 (I) | 4,60 | 1,67 | 0,51 | | | | | |
| XT-8-8-01 | P01 (I) | 6,00 | 1,63 | 0,49 | | | | | |
| | P02 (I) | 6,00 | 1,63 | 0,49 | | | | | |
| XT-8-12-01 | P01 (I) | 9,30 | 1,74 | 0,55 | | | | | |
| | P02 (I) | 12,30 | 2,30 | 0,83 | | | | | |
| | P03 (I) | 9,70 | 1,81 | 0,59 | | | | | |
| | P04 (I) | 9,20 | 1,72 | 0,54 | | | | | |
| | P05 (I) | 11,50 | 2,15 | 0,76 | | | | | |
| XT-10-8-01 | P01 (I) | 8,40 | 1,83 | 0,60 | | | | | |
| | P02 (I) | 6,90 | 1,50 | 0,41 | | | | | |
| XT-10-12-01 | P01 (I) | 17,00 | 2,54 | 0,93 | | | | | |
| | P02 (I) | 15,80 | 2,36 | 0,86 | | | | | |
| | P03 (I) | 17,00 | 2,54 | 0,93 | | | | | |
| | P04 (I) | 15,80 | 2,36 | 0,86 | | | | | |
| | P05 (I) | 15,30 | 2,29 | 0,83 | | | | | |
| | P06 (I) | 14,70 | 2,20 | 0,79 | | | | | |
| | P07 (I) | 21,20 | 3,17 | 1,15 | | | | | |
| | P08 (I) | 16,50 | 2,46 | 0,90 | | | | | |
| | P09 (I) | 18,60 | 2,78 | 1,02 | | | | | |
| | P10 (I) | 13,90 | 2,08 | 0,73 | | | | | |
| | P11 (I) | 18,80 | 2,81 | 1,03 | | | | | |
| | P12 (I) | 15,50 | 2,32 | 0,84 | | | | | |
| | P13 (I) | 17,90 | 2,67 | 0,98 | | | | | |
| | P14 (I) | 17,50 | 2,61 | 0,96 | | | | | |
| | P15 (I) | 22,10 | 3,30 | 1,19 | | | | | |
| | P16 (I) | 19,10 | 2,85 | 1,05 | | | | | |
| | P17 (I) | 12,30 | 1,84 | 0,61 | | | | | |
| | P18 (I) | 12,80 | 1,91 | 0,65 | | | | | |

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ^*_{Bruch} | $\ln(\sigma^*_{\text{Bruch}})$ | m_y | s_y | n | k_n | $f^*_{t,k 0,05}$ |
|-------------|------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------|--------------|-------------|-----------|-------------|------------------|
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| | P03 (IV) | 4,70 | 0,36 | -1,02 | | | | | |
| | P04 (IV) | 3,50 | 0,27 | -1,32 | | | | | |
| | P05 (IV) | 5,70 | 0,44 | -0,83 | | | | | |
| XT-15-12-01 | P06 (IV) | 6,20 | 0,62 | -0,48 | | | | | |
| XT-20-6-01 | P04 (IV) | 3,50 | 0,51 | -0,68 | | | | | |
| | P05 (IV) | 3,00 | 0,44 | -0,83 | | | | | |
| | P06 (IV) | 2,10 | 0,30 | -1,19 | | | | | |
| XT-20-8-01 | P05 (IV) | 3,90 | 0,42 | -0,86 | | | | | |
| XT-20-12-01 | P06 (IV) | 5,50 | 0,41 | -0,89 | | | | | |
| XT-20-20-01 | P31 (IV) | 12,00 | 0,55 | -0,60 | -0,87 | 0,23 | 13 | 1,92 | 0,27 |

Tabelle A.4-2: Normierte Bruchspannungen σ^*_{Bruch} für die Prüfserien GS

| Prüfserie | Datenreihe | F _{Bruch} [kN] | σ* _{Bruch} | ln(σ* _{Bruch}) | m _y | s _y | n | k _n | f* _{t,k 0,05} |
|-------------|-------------|----------------------------|---------------------|--------------------------|----------------|----------------|----|----------------|------------------------|
| GS-10-12-01 | P01 (I) | 14,70 | 1,98 | 0,68 | | | | | |
| | P02 (I) | 15,20 | 2,04 | 0,71 | | | | | |
| | P03 (I) | 13,60 | 1,83 | 0,60 | | | | | |
| GS-30-20-01 | P01 (I) | 111,80 | 3,08 | 1,12 | | | | | |
| | P02 (I) | 56,10 | 1,54 | 0,43 | | | | | |
| | P03 (I) | 90,80 | 2,50 | 0,92 | | | | | |
| GS-40-20-02 | P01 (I) | 118,50 | 2,21 | 0,79 | | | | | |
| | P02 (I) | 126,40 | 2,35 | 0,86 | | | | | |
| GS-50-20-02 | P01 (I) | 113,70 | 1,66 | 0,51 | | | | | |
| GS-70-20-02 | P01 (I) | 121,10 | 1,29 | 0,25 | | | | | |
| | P02 (I) | 125,00 | 1,33 | 0,29 | | | | | |
| GS-70-20-03 | P01 (I) | 118,90 | 1,27 | 0,24 | 0,62 | 0,28 | 12 | 1,92 | 1,08 |
| GS-30-20-01 | P04 (II) | 40,90 | 1,13 | 0,12 | | | | | |
| GS-70-20-02 | P03 (II) | 100,10 | 1,07 | 0,06 | | | | | |
| | P04 (II) | 94,00 | 1,00 | 0,00 | | | | | |
| | P05 (II) | 110,90 | 1,18 | 0,17 | | | | | |
| | P06 (II) | 110,00 | 1,17 | 0,16 | | | | | |
| | P07 (II) | 101,00 | 1,07 | 0,07 | | | | | |
| | P08 (II) | 111,30 | 1,18 | 0,17 | | | | | |
| | P09 (II) | 108,00 | 1,15 | 0,14 | | | | | |
| | P10 (II) | 106,90 | 1,14 | 0,13 | | | | | |
| | P11 (II) | 104,10 | 1,11 | 0,10 | | | | | |
| | P12 (II) | 100,00 | 1,06 | 0,06 | | | | | |
| | P13 (II) | 98,00 | 1,04 | 0,04 | 0,10 | 0,05 | 12 | 1,92 | 1,00 |
| | GS-30-20-01 | P05 (III) | 36,50 | 1,00 | 0,00 | | | | |
| P06 (III) | | 31,10 | 0,86 | -0,16 | | | | | |
| P07 (III) | | 32,30 | 0,89 | -0,12 | | | | | |
| P08 (III) | | 36,20 | 1,00 | 0,00 | | | | | |
| GS-40-20-01 | P01 (III) | 41,40 | 0,85 | -0,16 | | | | | |
| | P02 (III) | 45,00 | 0,93 | -0,07 | | | | | |
| | P03 (III) | 44,00 | 0,91 | -0,10 | | | | | |
| | P04 (III) | 48,00 | 0,99 | -0,01 | | | | | |
| | P05 (III) | 41,10 | 0,85 | -0,16 | | | | | |
| | P06 (III) | 40,00 | 0,83 | -0,19 | | | | | |
| | P07 (III) | 39,60 | 0,82 | -0,20 | | | | | |
| | P08 (III) | 40,50 | 0,84 | -0,18 | | | | | |
| | P09 (III) | 41,90 | 0,86 | -0,15 | | | | | |
| | P10 (III) | 44,50 | 0,92 | -0,08 | | | | | |
| GS-50-20-01 | P01 (III) | 55,70 | 0,92 | -0,08 | | | | | |
| | P02 (III) | 47,70 | 0,79 | -0,24 | | | | | |
| | P03 (III) | 58,50 | 0,97 | -0,03 | | | | | |
| | P04 (III) | 48,00 | 0,79 | -0,23 | | | | | |

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ^*_{Bruch} | $\ln(\sigma^*_{\text{Bruch}})$ | m_y | s_y | n | k_n | $f^*_{t,k 0,05}$ |
|-------------|------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------|--------------|-------------|-----------|-------------|------------------|
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| | P05 (III) | 59,00 | 0,97 | -0,03 | | | | | |
| | P06 (III) | 56,90 | 0,94 | -0,06 | | | | | |
| | P07 (III) | 53,10 | 0,88 | -0,13 | | | | | |
| | P08 (III) | 54,90 | 0,91 | -0,10 | | | | | |
| | P09 (III) | 42,00 | 0,69 | -0,37 | | | | | |
| GS-50-20-02 | P02 (III) | 57,80 | 0,86 | -0,15 | | | | | |
| GS-70-20-01 | P01 (III) | 87,40 | 0,93 | -0,07 | | | | | |
| | P02 (III) | 84,50 | 0,90 | -0,11 | | | | | |
| GS-70-20-02 | P14 (III) | 78,20 | 0,83 | -0,18 | | | | | |
| | P15 (III) | 66,80 | 0,71 | -0,34 | | | | | |
| | P16 (III) | 91,50 | 0,97 | -0,03 | | | | | |
| | P17 (III) | 71,80 | 0,76 | -0,27 | | | | | |
| | P18 (III) | 79,90 | 0,85 | -0,16 | | | | | |
| | P19 (III) | 82,70 | 0,88 | -0,13 | | | | | |
| | P20 (III) | 68,90 | 0,73 | -0,31 | | | | | |
| | P21 (III) | 92,20 | 0,98 | -0,02 | | | | | |
| | P22 (III) | 63,90 | 0,68 | -0,39 | | | | | |
| | P23 (III) | 70,10 | 0,75 | -0,29 | | | | | |
| | P24 (III) | 81,70 | 0,87 | -0,14 | | | | | |
| | P25 (III) | 56,30 | 0,60 | -0,51 | | | | | |
| | P26 (III) | 68,00 | 0,72 | -0,32 | | | | | |
| | P28 (III) | 87,00 | 0,93 | -0,08 | | | | | |
| | P29 (III) | 85,00 | 0,90 | -0,10 | | | | | |
| | P30 (III) | 78,00 | 0,83 | -0,19 | | | | | |
| GS-70-20-03 | P02 (III) | 53,80 | 0,57 | -0,56 | | | | | |
| | P03 (III) | 60,00 | 0,64 | -0,45 | | | | | |
| | P04 (III) | 85,00 | 0,90 | -0,10 | | | | | |
| GS-70-20-04 | P01 (III) | 83,00 | 0,88 | -0,12 | | | | | |
| | P02 (III) | 78,00 | 0,83 | -0,19 | -0,17 | 0,13 | 47 | 1,64 | 0,68 |
| GS-70-20-02 | P27 (IV) | 52,60 | 0,56 | -0,58 | | | | | |
| | P31 (IV) | 53,20 | 0,57 | -0,57 | | | | | |
| | P32 (IV) | 54,00 | 0,57 | -0,55 | | | | | |
| | P33 (IV) | 55,70 | 0,59 | -0,52 | | | | | |
| | P34 (IV) | 47,10 | 0,50 | -0,69 | -0,58 | 0,06 | 5 | 2,33 | 0,48 |

Tabelle A.4-3: Normierte Bruchspannungen σ^*_{Bruch} für die Prüfserien RS

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ^*_{Bruch} | $\ln(\sigma^*_{\text{Bruch}})$ | m_y | s_y | n | k_n | $f^*_{t,k 0,05}$ |
|-------------|------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------|-------------|-------------|-----------|-------------|------------------|
| RS-6-12-01 | P01 (I) | 9,20 | 2,20 | 0,79 | | | | | |
| | P02 (I) | 9,30 | 2,22 | 0,80 | | | | | |
| | P03 (I) | 9,60 | 2,29 | 0,83 | | | | | |
| RS-8-12-01 | P01 (I) | 16,20 | 2,90 | 1,07 | | | | | |
| | P02 (I) | 16,10 | 2,89 | 1,06 | | | | | |
| | P03 (I) | 16,10 | 2,89 | 1,06 | | | | | |
| | P04 (I) | 16,50 | 2,96 | 1,08 | | | | | |
| | P05 (I) | 16,70 | 2,99 | 1,10 | | | | | |
| | P06 (I) | 16,40 | 2,94 | 1,08 | | | | | |
| RS-10-8-01 | P01 (I) | 11,70 | 2,45 | 0,89 | | | | | |
| | P02 (I) | 11,30 | 2,36 | 0,86 | | | | | |
| | P03 (I) | 10,60 | 2,22 | 0,80 | | | | | |
| | P04 (I) | 9,70 | 2,03 | 0,71 | | | | | |
| | P05 (I) | 10,10 | 2,11 | 0,75 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P01 (I) | 16,50 | 2,20 | 0,79 | | | | | |
| | P02 (I) | 17,10 | 2,29 | 0,83 | | | | | |
| | P03 (I) | 17,00 | 2,27 | 0,82 | | | | | |
| | P04 (I) | 16,90 | 2,42 | 0,89 | | | | | |
| | P05 (I) | 17,00 | 2,44 | 0,89 | | | | | |
| | P06 (I) | 16,90 | 2,42 | 0,89 | | | | | |
| | P07 (I) | 15,60 | 2,17 | 0,78 | | | | | |
| | P08 (I) | 16,00 | 2,23 | 0,80 | | | | | |
| | P09 (I) | 15,80 | 2,20 | 0,79 | | | | | |
| | P10 (I) | 17,70 | 2,54 | 0,93 | | | | | |
| | P11 (I) | 17,00 | 2,44 | 0,89 | | | | | |
| | P12 (I) | 17,00 | 2,44 | 0,89 | | | | | |
| | P13 (I) | 16,70 | 2,39 | 0,87 | | | | | |
| | P14 (I) | 15,40 | 2,21 | 0,79 | | | | | |
| | P15 (I) | 16,10 | 2,31 | 0,84 | | | | | |
| | P16 (I) | 15,80 | 2,27 | 0,82 | | | | | |
| | P17 (I) | 15,30 | 2,19 | 0,79 | | | | | |
| | P18 (I) | 15,40 | 2,21 | 0,79 | | | | | |
| | P19 (I) | 14,00 | 2,01 | 0,70 | | | | | |
| | P20 (I) | 15,10 | 2,17 | 0,77 | | | | | |
| | P21 (I) | 15,70 | 2,25 | 0,81 | | | | | |
| | P22 (I) | 15,30 | 2,19 | 0,79 | | | | | |
| RS-10-12-02 | P01 (I) | 17,30 | 2,48 | 0,91 | | | | | |
| | P02 (I) | 17,70 | 2,54 | 0,93 | | | | | |
| | P03 (I) | 17,70 | 2,54 | 0,93 | | | | | |
| RS-10-12-03 | P01 (I) | 16,60 | 2,38 | 0,87 | | | | | |
| | P02 (I) | 16,40 | 2,35 | 0,86 | | | | | |
| | P03 (I) | 16,20 | 2,32 | 0,84 | | | | | |
| RS-10-8-01 | P06 (II) | 11,20 | 2,34 | 0,85 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P23 (II) | 15,90 | 2,28 | 0,82 | 0,86 | 0,10 | 44 | 1,64 | 2,01 |

A.5: Quetschspannungen σ_F bei ausgewählten Prüfserien mit Plastizieren am Bohrloch

Tabelle A.5-1: Quetschspannung σ_F für ausgewählte Prüfserien XT

| Prüfserie | Datenreihe | F_F [kN] | σ_F [N/mm ²] | $\ln(\sigma_F)$ | m_y | s_y | n | k_n | $f_{c,k 0,05}$ [N/mm ²] |
|-------------|------------|---------------|------------------------------------|-----------------|-------------|-------------|-----------|-------------|--|
| XT-5-8-01 | P01 (I) | 4,00 | 196,29 | 5,28 | | | | | |
| XT-5-8-01 | P02 (I) | 3,60 | 176,66 | 5,17 | | | | | |
| XT-5-12-01 | P01 (I) | 6,80 | 202,58 | 5,31 | | | | | |
| XT-5-12-01 | P02 (I) | 5,90 | 175,76 | 5,17 | | | | | |
| XT-5-12-01 | P03 (I) | 5,90 | 175,76 | 5,17 | | | | | |
| XT-6-12-01 | P01 (I) | 8,60 | 213,50 | 5,36 | | | | | |
| XT-6-12-01 | P02 (I) | 8,30 | 206,05 | 5,33 | | | | | |
| XT-6-12-01 | P03 (I) | 8,00 | 198,60 | 5,29 | | | | | |
| XT-10-12-01 | P07 (I) | 18,90 | 281,52 | 5,64 | | | | | |
| XT-10-12-01 | P09 (I) | 18,60 | 277,05 | 5,62 | | | | | |
| XT-10-12-01 | P11 (I) | 17,80 | 265,14 | 5,58 | | | | | |
| XT-10-12-01 | P13 (I) | 15,60 | 232,37 | 5,45 | | | | | |
| XT-10-12-01 | P14 (I) | 16,10 | 239,81 | 5,48 | | | | | |
| XT-10-12-01 | P15 (I) | 16,90 | 251,73 | 5,53 | | | | | |
| XT-10-12-01 | P16 (I) | 14,60 | 217,47 | 5,38 | | | | | |
| XT-10-12-01 | P28 (I) | 15,70 | 233,86 | 5,45 | | | | | |
| XT-10-12-01 | P29 (I) | 15,40 | 229,39 | 5,44 | | | | | |
| XT-10-12-03 | P01 (I) | 22,30 | 332,16 | 5,81 | | | | | |
| XT-10-12-03 | P02 (I) | 23,40 | 348,55 | 5,85 | | | | | |
| XT-12-6-01 | P01 (I) | 5,30 | 144,49 | 4,97 | | | | | |
| XT-20-20-01 | P02 (I) | 36,40 | 146,49 | 4,99 | | | | | |
| XT-20-20-01 | P03 (I) | 40,70 | 163,79 | 5,10 | | | | | |
| XT-20-20-01 | P07 (I) | 42,20 | 169,83 | 5,13 | | | | | |
| XT-20-20-08 | P01 (I) | 51,50 | 207,25 | 5,33 | 5,37 | 0,23 | 24 | 1,75 | 143,07 |

Tabelle A.5-2: Quetschspannung σ_F für ausgewählte Prüfserien GS

| Prüfserie | Datenreihe | F_F [kN] | σ_F [N/mm ²] | $\ln(\sigma_F)$ | m_y | s_y | n | k_n | $f_{c,k 0,05}$ [N/mm ²] |
|-------------|------------|---------------|------------------------------------|-----------------|-------------|-------------|----------|-------------|--|
| GS-30-20-01 | P01 (I) | 76,50 | 205,24 | 5,32 | | | | | |
| GS-30-20-01 | P03 (I) | 82,00 | 220,00 | 5,39 | | | | | |
| GS-40-20-02 | P01 (I) | 73,00 | 146,89 | 4,99 | | | | | |
| GS-40-20-02 | P02 (I) | 73,00 | 146,89 | 4,99 | | | | | |
| GS-50-20-02 | P01 (I) | 75,50 | 119,15 | 4,78 | | | | | |
| GS-70-20-02 | P01 (I) | 117,50 | 139,24 | 4,94 | | | | | |
| GS-70-20-02 | P02 (I) | 101,00 | 116,13 | 4,75 | 5,02 | 0,25 | 7 | 2,09 | 90,56 |

Tabelle A.5-3: Quetschspannung σ_F für ausgewählte Prüfserien RS

| Prüfserie | Datenreihe | F_F [kN] | σ_F [N/mm ²] | $\ln(\sigma_F)$ | m_y | s_y | n | k_n | $f_{c,k 0,05}$ [N/mm ²] |
|-------------|------------|---------------|------------------------------------|-----------------|-------------|-------------|-----------|-------------|--|
| RS-6-12-01 | P01 (I) | 6,30 | 156,40 | 5,05 | | | | | |
| RS-6-12-01 | P02 (I) | 6,30 | 156,40 | 5,05 | | | | | |
| RS-6-12-01 | P03 (I) | 6,30 | 156,40 | 5,05 | | | | | |
| RS-8-12-01 | P01 (I) | 12,20 | 227,15 | 5,43 | | | | | |
| RS-8-12-01 | P02 (I) | 12,20 | 227,15 | 5,43 | | | | | |
| RS-8-12-01 | P03 (I) | 12,20 | 227,15 | 5,43 | | | | | |
| RS-8-12-01 | P04 (I) | 10,40 | 193,64 | 5,27 | | | | | |
| RS-8-12-01 | P05 (I) | 10,40 | 193,64 | 5,27 | | | | | |
| RS-8-12-01 | P06 (I) | 10,40 | 193,64 | 5,27 | | | | | |
| RS-10-8-01 | P01 (I) | 8,60 | 211,01 | 5,35 | | | | | |
| RS-10-8-01 | P02 (I) | 8,50 | 208,56 | 5,34 | | | | | |
| RS-10-8-01 | P03 (I) | 7,90 | 193,84 | 5,27 | | | | | |
| RS-10-8-01 | P04 (I) | 8,60 | 211,01 | 5,35 | | | | | |
| RS-10-8-01 | P05 (I) | 7,90 | 193,84 | 5,27 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P01 (I) | 10,80 | 114,59 | 4,74 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P02 (I) | 10,80 | 114,59 | 4,74 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P03 (I) | 11,90 | 126,26 | 4,84 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P04 (I) | 13,10 | 195,13 | 5,27 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P05 (I) | 13,50 | 201,09 | 5,30 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P06 (I) | 12,50 | 186,19 | 5,23 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P07 (I) | 12,50 | 204,47 | 5,32 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P08 (I) | 12,50 | 204,47 | 5,32 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P09 (I) | 13,50 | 220,83 | 5,40 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P10 (I) | 12,50 | 186,19 | 5,23 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P11 (I) | 12,50 | 186,19 | 5,23 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P12 (I) | 12,50 | 186,19 | 5,23 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P13 (I) | 10,20 | 151,93 | 5,02 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P14 (I) | 10,10 | 150,44 | 5,01 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P15 (I) | 10,10 | 150,44 | 5,01 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P16 (I) | 10,80 | 160,87 | 5,08 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P17 (I) | 10,80 | 160,87 | 5,08 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P18 (I) | 10,80 | 160,87 | 5,08 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P19 (I) | 9,70 | 144,48 | 4,97 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P20 (I) | 9,70 | 144,48 | 4,97 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P21 (I) | 10,80 | 160,87 | 5,08 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P22 (I) | 10,80 | 160,87 | 5,08 | | | | | |
| RS-10-12-02 | P01 (I) | 13,00 | 193,64 | 5,27 | | | | | |
| RS-10-12-02 | P02 (I) | 13,00 | 193,64 | 5,27 | | | | | |
| RS-10-12-02 | P03 (I) | 13,00 | 193,64 | 5,27 | | | | | |
| RS-10-12-03 | P01 (I) | 12,70 | 189,17 | 5,24 | | | | | |
| RS-10-12-03 | P02 (I) | 12,70 | 189,17 | 5,24 | | | | | |
| RS-10-12-03 | P03 (I) | 12,70 | 189,17 | 5,24 | | | | | |
| RS-10-8-01 | P06 (II) | 8,50 | 208,56 | 5,34 | | | | | |
| RS-10-12-01 | P23 (II) | 11,50 | 171,30 | 5,14 | 5,18 | 0,17 | 44 | 1,64 | 134,80 |

A.6: Bohrlochqualitäten der Prüfserien NH-XT und NH-RS

Tabelle A.6-1: Bohrlochqualitäten der Prüfserien NH-XT

| Prüfserie | Bohrlochqualität | | | | Summe |
|-----------------|------------------|-----|-----|-----|-------|
| | I | II | III | IV | |
| NH-XT-15-6-6 | 2 | -- | 1 | -- | 3 |
| NH-XT-15-6-8 | 2 | -- | 1 | -- | 3 |
| NH-XT-15-8-6 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-15-8-8 | 1 | 2 | -- | -- | 3 |
| NH-XT-25-6-6 | 2 | -- | 1 | -- | 3 |
| NH-XT-25-6-8 | 2 | 1 | -- | -- | 3 |
| NH-XT-25-8-6 | 2 | -- | -- | -- | 2 |
| NH-XT-25-8-8 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-30-10-12 | 2 | 1 | -- | -- | 3 |
| NH-XT-30-10-20 | 2 | 1 | -- | -- | 3 |
| NH-XT-30-15-12 | 1 | -- | 2 | -- | 3 |
| NH-XT-30-15-16 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-30-15-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-60-10-12 | 7 | -- | 2 | -- | 9 |
| NH-XT-60-10-16 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-60-10-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-60-15-12 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-60-15-16 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-60-15-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-60-20-12 | 1 | -- | 2 | -- | 3 |
| NH-XT-60-20-16 | 3 | -- | 3 | -- | 6 |
| NH-XT-60-20-20 | 1 | 1 | 1 | -- | 3 |
| NH-XT-60-25-12 | 1 | 1 | 1 | -- | 3 |
| NH-XT-60-25-16 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-60-25-20 | 1 | 2 | -- | -- | 3 |
| NH-XT-85-10-5 | 1 | -- | -- | -- | 1 |
| NH-XT-85-10-6 | 1 | -- | -- | -- | 1 |
| NH-XT-85-10-8 | 1 | -- | -- | -- | 1 |
| NH-XT-85-10-10 | 1 | -- | -- | -- | 1 |
| NH-XT-85-25-10 | -- | -- | 1 | -- | 1 |
| NH-XT-85-25-16 | -- | 1 | -- | -- | 1 |
| NH-XT-85-25-18 | -- | 1 | -- | -- | 1 |
| NH-XT-85-25-20 | 1 | -- | -- | -- | 1 |
| NH-XT-100-10-12 | 4 | 1 | -- | 1 | 6 |
| NH-XT-100-10-16 | 5 | 1 | -- | -- | 6 |
| NH-XT-100-10-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-100-15-12 | 1 | 1 | 1 | -- | 3 |
| NH-XT-100-15-16 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-100-15-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... |

| Prüfserie | Bohrlochqualität | | | | Summe |
|-----------------|------------------|-----|-----|-----|-------|
| | I | II | III | IV | |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| NH-XT-100-20-12 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-100-20-16 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-100-20-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-100-25-12 | 1 | -- | -- | 2 | 3 |
| NH-XT-100-25-16 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-100-25-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-160-10-20 | 1 | -- | -- | -- | 1 |
| NH-XT-160-15-12 | 2 | -- | 1 | -- | 3 |
| NH-XT-160-15-16 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-160-15-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-160-20-12 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-160-20-16 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-160-20-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-160-25-12 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-160-25-16 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-XT-160-25-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| Summe | 130 | 14 | 16 | 3 | 163 |

Tabelle A.6-2: Bohrlochqualitäten der Prüfserien NH-RS

| Prüfserie | Bohrlochqualität | | | | Summe |
|-----------------|------------------|----|-----|----|-------|
| | I | II | III | IV | |
| NH-RS-30-10-12 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-RS-30-10-16 | 6 | -- | -- | -- | 6 |
| NH-RS-30-10-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-RS-60-10-12 | 2 | -- | -- | -- | 2 |
| NH-RS-60-10-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-RS-100-10-12 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-RS-100-10-20 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-RS-160-10-12 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| NH-RS-160-10-16 | 3 | -- | -- | -- | 3 |
| Summe | 29 | -- | -- | -- | 29 |

A.7: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten

Tabelle A.7-1: Erwartungswerte der Tragfähigkeit für die Prüfserien NH-XT

| Prüfserie | Datenreihe | Bolzen güte | $2 \cdot R_{k,1}$ | $2 \cdot R_{k,2}$ | $2 \cdot R_{k,3}$ | $2 \cdot R_{k,4}$ | Versagens- art |
|----------------|------------|----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| NH-XT-15-6-6 | P01 (I) | 4.6 | 3,35 | 4,86 | 4,09 | 5,73 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 3,35 | 4,86 | 4,09 | 5,73 | PMMA |
| | P03 (III) | 4.6 | 1,61 | 4,86 | 4,09 | 5,73 | PMMA |
| NH-XT-15-6-8 | P01 (I) | 4.6 | 4,17 | 6,34 | 6,73 | 9,51 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 4,17 | 6,34 | 6,73 | 9,51 | PMMA |
| | P03 (III) | 4.6 | 2,00 | 6,34 | 6,73 | 9,51 | PMMA |
| NH-XT-15-8-6 | P01 (I) | 4.6 | 4,47 | 4,86 | 4,09 | 5,73 | Bolzen 1 |
| | P02 (I) | 4.6 | 4,47 | 4,86 | 4,09 | 5,73 | Bolzen 1 |
| | P03 (I) | 4.6 | 4,47 | 4,86 | 4,09 | 5,73 | Bolzen 1 |
| NH-XT-15-8-8 | P01 (I) | 4.6 | 5,57 | 6,34 | 6,73 | 9,51 | PMMA |
| | P02 (II) | 4.6 | 4,45 | 6,34 | 6,73 | 9,51 | PMMA |
| | P03 (II) | 4.6 | 4,45 | 6,34 | 6,73 | 9,51 | PMMA |
| NH-XT-25-6-6 | P01 (I) | 4.6 | 3,35 | 8,09 | 4,70 | 5,73 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 3,35 | 8,09 | 4,70 | 5,73 | PMMA |
| | P03 (III) | 4.6 | 1,61 | 8,09 | 4,70 | 5,73 | PMMA |
| NH-XT-25-6-8 | P01 (I) | 4.6 | 4,17 | 10,56 | 7,14 | 9,51 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 4,17 | 10,56 | 7,14 | 9,51 | PMMA |
| | P03 (II) | 4.6 | 3,34 | 10,56 | 7,14 | 9,51 | PMMA |
| NH-XT-25-8-6 | P01 (I) | 4.6 | 4,47 | 8,09 | 4,70 | 5,73 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 4,47 | 8,09 | 4,70 | 5,73 | PMMA |
| NH-XT-25-8-8 | P01 (I) | 4.6 | 5,57 | 10,56 | 7,14 | 9,51 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 5,57 | 10,56 | 7,14 | 9,51 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 5,57 | 10,56 | 7,14 | 9,51 | PMMA |
| NH-XT-30-10-12 | P01 (I) | 4.6 | 10,19 | 18,18 | 13,96 | 19,29 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 10,19 | 18,18 | 13,96 | 19,29 | PMMA |
| | P03 (II) | 4.6 | 8,15 | 18,18 | 13,96 | 19,29 | PMMA |
| NH-XT-30-10-20 | P01 (I) | 4.6 | 14,51 | 27,55 | 32,83 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 14,51 | 27,55 | 32,83 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (II) | 4.6 | 11,61 | 27,55 | 32,83 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-30-15-12 | P01 (I) | 4.8 | 15,29 | 18,18 | 13,96 | 19,29 | Bolzen 1 |
| | P02 (III) | 4.8 | 7,34 | 18,18 | 13,96 | 19,29 | PMMA |
| | P03 (III) | 4.8 | 7,34 | 18,18 | 13,96 | 19,29 | PMMA |
| NH-XT-30-15-16 | P01 (I) | 4.6 | 18,30 | 23,14 | 22,37 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 18,30 | 23,14 | 22,37 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 18,30 | 23,14 | 22,37 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-30-15-20 | P01 (I) | 4.6 | 21,77 | 27,55 | 32,83 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 21,77 | 27,55 | 32,83 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 21,77 | 27,55 | 32,83 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-60-10-12 | P01 (I) | 4.6 | 10,19 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 10,19 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |

| Prüfserie | Datenreihe | Bolzen güte | $2 \cdot R_{k,1}$ | $2 \cdot R_{k,2}$ | $2 \cdot R_{k,3}$ | $2 \cdot R_{k,4}$ | Versagens- art |
|----------------|------------|----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| NH-XT-60-10-12 | P03 (I) | 4.6 | 10,19 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| | P04 (I) | 4.6 | 10,19 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| | P05 (I) | 4.6 | 8,37 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| | P06 (I) | 4.6 | 8,37 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| | P07 (I) | 4.6 | 8,37 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| | P08 (III) | 4.6 | 4,89 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| | P09 (III) | 4.6 | 4,89 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| NH-XT-60-10-16 | P01 (I) | 4.6 | 12,20 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 12,20 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 12,20 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-60-10-20 | P01 (I) | 4.6 | 14,51 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 14,51 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 14,51 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-60-15-12 | P01 (I) | 4.6 | 15,29 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 15,29 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 15,29 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| NH-XT-60-15-16 | P01 (I) | 4.6 | 18,30 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 18,30 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 18,30 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-60-15-20 | P01 (I) | 4.6 | 21,77 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 21,77 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 21,77 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-60-20-12 | P01 (I) | 4.6 | 20,38 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | Bolzen 1 |
| | P02 (III) | 4.6 | 9,78 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| | P03 (III) | 4.6 | 9,78 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| NH-XT-60-20-16 | P01 (I) | 4.6 | 24,40 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 24,40 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 24,40 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| | P04 (III) | 4.6 | 11,71 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| | P05 (III) | 4.6 | 11,71 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| | P06 (III) | 4.6 | 11,71 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-60-20-20 | P01 (I) | 4.6 | 29,02 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 29,02 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (II) | 4.6 | 23,22 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-60-25-12 | P01 (I) | 4.6 | 25,48 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | Bolzen 1 |
| | P02 (II) | 4.6 | 20,38 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | Bolzen 1 |
| | P03 (III) | 4.6 | 12,23 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| NH-XT-60-25-16 | P01 (I) | 4.6 | 30,50 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | Bolzen 1 |
| | P02 (I) | 4.6 | 30,50 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | Bolzen 1 |
| | P03 (I) | 4.6 | 30,50 | 46,29 | 26,42 | 31,63 | Bolzen 1 |
| NH-XT-60-25-20 | P01 (I) | 8.8 | 36,28 | 55,10 | 46,53 | 65,24 | PMMA |
| | P02 (II) | 8.8 | 29,02 | 55,10 | 46,53 | 65,24 | PMMA |
| | P03 (II) | 8.8 | 29,02 | 55,10 | 46,53 | 65,24 | PMMA |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |

| Prüfserie | Datenreihe | Bolzen güte | $2 \cdot R_{k,1}$ | $2 \cdot R_{k,2}$ | $2 \cdot R_{k,3}$ | $2 \cdot R_{k,4}$ | Versagens- art |
|-----------------|------------|----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| NH-XT-85-10-5 | P01 (I) | 4,6 | 4,69 | 23,18 | 9,86 | 4,15 | Bolzen 2 |
| NH-XT-85-10-6 | P01 (I) | 4,6 | 5,35 | 27,52 | 11,82 | 5,73 | PMMA |
| NH-XT-85-10-8 | P01 (I) | 4,6 | 6,28 | 35,91 | 15,76 | 9,51 | PMMA |
| NH-XT-85-10-10 | P01 (I) | 4,6 | 7,37 | 43,91 | 19,76 | 14,05 | PMMA |
| NH-XT-85-25-10 | P01 (III) | 4,6 | 10,18 | 43,91 | 19,76 | 14,05 | PMMA |
| NH-XT-85-25-16 | P01 (II) | 4,6 | 23,14 | 65,57 | 32,41 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-85-25-18 | P01 (II) | 4,6 | 25,24 | 72,01 | 36,91 | 38,64 | PMMA |
| NH-XT-85-25-20 | P01 (I) | 4,6 | 34,06 | 78,06 | 41,59 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-100-10-12 | P01 (I) | 4,6 | 10,19 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| | P02 (I) | 4,6 | 8,37 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| | P03 (I) | 4,6 | 8,37 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| | P04 (I) | 4,6 | 8,37 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| | P05 (II) | 4,6 | 8,15 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| | P06 (IV) | 4,6 | 2,04 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| NH-XT-100-10-16 | P01 (I) | 4,6 | 12,20 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4,6 | 12,20 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4,6 | 12,20 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| | P04 (I) | 4,6 | 12,20 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| | P05 (I) | 4,6 | 12,20 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| | P06 (II) | 4,6 | 9,76 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-100-10-20 | P01 (I) | 4,6 | 14,51 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4,6 | 14,51 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4,6 | 14,51 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-100-15-12 | P01 (I) | 4,6 | 15,29 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| | P02 (II) | 4,6 | 12,23 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| | P03 (III) | 4,6 | 7,34 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| NH-XT-100-15-16 | P01 (I) | 4,6 | 18,30 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4,6 | 18,30 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4,6 | 18,30 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-100-15-20 | P01 (I) | 4,6 | 21,77 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4,6 | 21,77 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4,6 | 21,77 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-100-20-12 | P01 (I) | 4,6 | 20,38 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | Bolzen 2 |
| | P02 (I) | 4,6 | 20,38 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | Bolzen 2 |
| | P03 (I) | 4,6 | 20,38 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | Bolzen 2 |
| NH-XT-100-20-16 | P01 (I) | 4,6 | 24,40 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4,6 | 24,40 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4,6 | 24,40 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-100-20-20 | P01 (I) | 4,6 | 29,02 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4,6 | 29,02 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4,6 | 29,02 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-100-25-12 | P01 (I) | 4,6 | 25,48 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | Bolzen 2 |
| | P02 (IV) | 4,6 | 5,10 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |

| Prüfserie | Datenreihe | Bolzen güte | $2 \cdot R_{k,1}$ | $2 \cdot R_{k,2}$ | $2 \cdot R_{k,3}$ | $2 \cdot R_{k,4}$ | Versagens- art |
|-----------------|------------|----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| NH-XT-100-25-12 | P03 (IV) | 4.6 | 5,10 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| NH-XT-100-25-16 | P01 (I) | 4.6 | 30,50 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 30,50 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 30,50 | 77,15 | 36,45 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-100-25-20 | P01 (I) | 4.6 | 36,28 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-100-25-20 | P02 (I) | 4.6 | 36,28 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 36,28 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-160-10-20 | P01 (I) | 4.6 | 14,51 | 146,94 | 65,92 | 43,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 14,51 | 146,94 | 65,92 | 43,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 14,51 | 146,94 | 65,92 | 43,13 | PMMA |
| NH-XT-160-15-12 | P01 (I) | 4.6 | 15,29 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 15,29 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | PMMA |
| | P03 (III) | 4.6 | 7,34 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | PMMA |
| NH-XT-160-15-16 | P01 (I) | 4.8 | 18,30 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.8 | 18,30 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.8 | 18,30 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-160-15-20 | P01 (I) | 4.6 | 21,77 | 146,94 | 65,92 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 21,77 | 146,94 | 65,92 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 21,77 | 146,94 | 65,92 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-160-20-12 | P01 (I) | 4.6 | 20,38 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | Bolzen 2 |
| | P02 (I) | 4.6 | 20,38 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | Bolzen 2 |
| | P03 (I) | 4.6 | 20,38 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | Bolzen 2 |
| NH-XT-160-20-16 | P01 (I) | 4.8 | 24,40 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.8 | 24,40 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.8 | 24,40 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-160-20-20 | P01 (I) | 4.6 | 29,02 | 146,94 | 65,92 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 29,02 | 146,94 | 65,92 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 29,02 | 146,94 | 65,92 | 46,13 | PMMA |
| NH-XT-160-25-12 | P01 (I) | 4.6 | 25,48 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | Bolzen 2 |
| | P02 (I) | 4.6 | 25,48 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | Bolzen 2 |
| | P03 (I) | 4.6 | 25,48 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | Bolzen 2 |
| NH-XT-160-25-16 | P01 (I) | 4.8 | 30,50 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.8 | 30,50 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.8 | 30,50 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |
| NH-XT-160-25-20 | P01 (I) | 4.6 | 36,28 | 146,94 | 65,92 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 36,28 | 146,94 | 65,92 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 36,28 | 146,94 | 65,92 | 46,13 | PMMA |

Tabelle A.7-2: Erwartungswerte der Tragfähigkeit für die Prüfserien NH-RS

| Prüfserie | Datenreihe | Bolzen- güte | $2 \cdot R_{k,1}$ | $2 \cdot R_{k,2}$ | $2 \cdot R_{k,3}$ | $2 \cdot R_{k,4}$ | Versagens- art |
|-----------------|------------|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| NH-RS-30-10-12 | P01 (I) | 4.6 | 8,49 | 18,18 | 13,96 | 19,29 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 8,49 | 18,18 | 13,96 | 19,29 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 8,49 | 18,18 | 13,96 | 19,29 | PMMA |
| NH-RS-30-10-16 | P01 (I) | 4.6 | 10,17 | 23,14 | 22,37 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 10,17 | 23,14 | 22,37 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 10,17 | 23,14 | 22,37 | 31,63 | PMMA |
| | P04 (I) | 4.6 | 10,17 | 23,14 | 22,37 | 31,63 | PMMA |
| | P05 (I) | 4.6 | 10,17 | 23,14 | 22,37 | 31,63 | PMMA |
| | P06 (I) | 4.6 | 10,17 | 23,14 | 22,37 | 31,63 | PMMA |
| NH-RS-30-10-20 | P01 (I) | 4.6 | 12,09 | 27,55 | 32,83 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 12,09 | 27,55 | 32,83 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 12,09 | 27,55 | 32,83 | 46,13 | PMMA |
| NH-RS-60-10-12 | P01 (I) | 4.6 | 6,97 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 6,97 | 36,37 | 18,56 | 19,29 | PMMA |
| NH-RS-60-10-20 | P01 (I) | 4.6 | 12,09 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 12,09 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 12,09 | 55,10 | 35,46 | 46,13 | PMMA |
| NH-RS-100-10-12 | P01 (I) | 4.6 | 8,49 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 8,49 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 8,49 | 60,61 | 27,25 | 19,29 | PMMA |
| NH-RS-100-10-20 | P01 (I) | 4.6 | 12,09 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 12,09 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 12,09 | 91,84 | 45,99 | 46,13 | PMMA |
| NH-RS-160-10-12 | P01 (I) | 4.6 | 8,49 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 8,49 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 8,49 | 96,98 | 41,52 | 19,29 | PMMA |
| NH-RS-160-10-16 | P01 (I) | 4.8 | 10,17 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.8 | 10,17 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.8 | 10,17 | 123,43 | 53,97 | 31,63 | PMMA |

Tabelle A.7-3: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserien NH-XT

| Prüfserie | Datenreihe | Versagensart | Bruchlast F_{Bruch} [kN] | Erwartungswert $R_{k,1-4,\text{pred}}$ [-] | Φ [-] |
|----------------|------------|--------------|--------------------------------------|---|------------|
| NH-XT-15-6-6 | P01 (I) | PMMA | 7,9 | 4,19 | 1,88 |
| | P02 (I) | PMMA | 5,0 | 4,19 | 1,19 |
| | P03 (III) | PMMA | 2,9 | 2,01 | 1,44 |
| NH-XT-15-6-8 | P01 (I) | PMMA | 5,9 | 5,22 | 1,13 |
| | P02 (I) | PMMA | 7,4 | 5,22 | 1,42 |
| | P03 (III) | PMMA | 3,2 | 2,50 | 1,28 |
| NH-XT-15-8-6 | P01 (I) | Bolzen 1 | 6,6 | 5,11 | 1,29 |
| | P02 (I) | Bolzen 1 | 11,0 | 5,11 | 2,15 |
| | P03 (I) | Bolzen 1 | 12,1 | 5,11 | 2,37 |
| NH-XT-15-8-8 | P01 (I) | PMMA | 8,4 | 6,96 | 1,21 |
| | P02 (II) | PMMA | 7,5 | 5,57 | 1,35 |
| | P03 (II) | PMMA | 7,3 | 5,57 | 1,31 |
| NH-XT-25-6-6 | P01 (I) | PMMA | 9,0 | 4,19 | 2,15 |
| | P02 (I) | PMMA | 8,8 | 4,19 | 2,10 |
| | P03 (III) | PMMA | 3,1 | 2,01 | 1,54 |
| NH-XT-25-6-8 | P01 (I) | PMMA | 9,2 | 5,22 | 1,76 |
| | P02 (I) | PMMA | 7,8 | 5,22 | 1,49 |
| | P03 (II) | PMMA | 4,8 | 4,17 | 1,15 |
| NH-XT-25-8-6 | P01 (I) | PMMA | 10,8 | 5,59 | 1,93 |
| | P02 (I) | PMMA | 10,4 | 5,59 | 1,86 |
| NH-XT-25-8-8 | P01 (I) | PMMA | 13,7 | 6,96 | 1,97 |
| | P02 (I) | PMMA | 11,5 | 6,96 | 1,65 |
| | P03 (I) | PMMA | 15,5 | 6,96 | 2,23 |
| NH-XT-30-10-12 | P01 (I) | PMMA | 21,3 | 12,74 | 1,67 |
| | P02 (I) | PMMA | 29,3 | 12,74 | 2,30 |
| | P03 (II) | PMMA | 13,2 | 10,19 | 1,30 |
| NH-XT-30-10-20 | P01 (I) | PMMA | 26,4 | 18,14 | 1,46 |
| | P02 (I) | PMMA | 24,4 | 18,14 | 1,35 |
| | P03 (II) | PMMA | 20,1 | 14,51 | 1,39 |
| NH-XT-30-15-12 | P01 (I) | Bolzen 1 | 31,7 | 17,45 | 1,82 |
| | P02 (III) | PMMA | 12,5 | 9,17 | 1,36 |
| | P03 (III) | PMMA | 15,5 | 9,17 | 1,69 |
| NH-XT-30-15-16 | P01 (I) | PMMA | 29,8 | 22,88 | 1,30 |
| | P02 (I) | PMMA | 28,6 | 22,88 | 1,25 |
| | P03 (I) | PMMA | 29,2 | 22,88 | 1,28 |
| NH-XT-30-15-20 | P01 (I) | PMMA | 43,5 | 27,21 | 1,60 |
| | P02 (I) | PMMA | 43,4 | 27,21 | 1,60 |
| | P03 (I) | PMMA | 40,2 | 27,21 | 1,48 |
| NH-XT-60-10-12 | P01 (I) | PMMA | 21,4 | 12,74 | 1,68 |
| | P02 (I) | PMMA | 20,8 | 12,74 | 1,63 |
| NH-XT-60-10-12 | P03 (I) | PMMA | 21,2 | 12,74 | 1,66 |
| | P04 (I) | PMMA | 29,2 | 12,74 | 2,29 |
| | P05 (I) | PMMA | 23,3 | 10,46 | 2,23 |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... |

| Prüfserie | Datenreihe | Versagensart | Bruchlast F_{Bruch} [kN] | Erwartungswert $R_{k,1-4,\text{pred}}$ [-] | Φ [-] |
|----------------|------------|--------------|--------------------------------------|---|------------|
| ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| NH-XT-60-10-12 | P06 (I) | PMMA | 22,4 | 10,46 | 2,14 |
| | P07 (I) | PMMA | 22,1 | 10,46 | 2,11 |
| | P08 (III) | PMMA | 9,2 | 6,11 | 1,50 |
| | P09 (III) | PMMA | 11,6 | 6,11 | 1,90 |
| NH-XT-60-10-16 | P01 (I) | PMMA | 26,0 | 15,25 | 1,70 |
| | P02 (I) | PMMA | 38,1 | 15,25 | 2,50 |
| | P03 (I) | PMMA | 38,0 | 15,25 | 2,49 |
| NH-XT-60-10-20 | P01 (I) | PMMA | 32,6 | 18,14 | 1,80 |
| | P02 (I) | PMMA | 47,7 | 18,14 | 2,63 |
| | P03 (I) | PMMA | 32,7 | 18,14 | 1,80 |
| NH-XT-60-15-12 | P01 (I) | PMMA | 43,9 | 19,11 | 2,30 |
| | P02 (I) | PMMA | 36,8 | 19,11 | 1,93 |
| | P03 (I) | PMMA | 39,7 | 19,11 | 2,08 |
| NH-XT-60-15-16 | P01 (I) | PMMA | 59,3 | 22,88 | 2,59 |
| | P02 (I) | PMMA | 49,6 | 22,88 | 2,17 |
| | P03 (I) | PMMA | 46,7 | 22,88 | 2,04 |
| NH-XT-60-15-20 | P01 (I) | PMMA | 35,6 | 27,21 | 1,31 |
| | P02 (I) | PMMA | 35,7 | 27,21 | 1,31 |
| | P03 (I) | PMMA | 34,6 | 27,21 | 1,27 |
| NH-XT-60-20-12 | P01 (I) | Bolzen 1 | 43,2 | 23,20 | 1,86 |
| | P02 (III) | PMMA | 22,1 | 12,23 | 1,81 |
| | P03 (III) | PMMA | 17,8 | 12,23 | 1,46 |
| NH-XT-60-20-16 | P01 (I) | PMMA | 75,4 | 30,50 | 2,47 |
| | P02 (I) | PMMA | 50,1 | 30,50 | 1,64 |
| | P03 (I) | PMMA | 72,5 | 30,50 | 2,38 |
| | P04 (III) | PMMA | 23,4 | 14,64 | 1,60 |
| | P05 (III) | PMMA | 23,5 | 14,64 | 1,60 |
| | P06 (III) | PMMA | 24,3 | 14,64 | 1,66 |
| NH-XT-60-20-20 | P01 (I) | PMMA | 63,6 | 36,28 | 1,75 |
| | P02 (I) | PMMA | 67,3 | 36,28 | 1,86 |
| | P03 (II) | PMMA | 43,2 | 29,02 | 1,49 |
| NH-XT-60-25-12 | P01 (I) | Bolzen 1 | 53,5 | 23,20 | 2,31 |
| | P02 (II) | Bolzen 1 | 27,9 | 23,20 | 1,20 |
| | P03 (III) | PMMA | 20,4 | 15,29 | 1,33 |
| NH-XT-60-25-16 | P01 (I) | Bolzen 1 | 75,5 | 33,02 | 2,29 |
| | P02 (I) | Bolzen 1 | 85,2 | 33,02 | 2,58 |
| | P03 (I) | Bolzen 1 | 78,2 | 33,02 | 2,37 |
| NH-XT-60-25-20 | P01 (I) | PMMA | 60,3 | 45,35 | 1,33 |
| | P02 (II) | PMMA | 50,3 | 36,28 | 1,39 |
| | P03 (II) | PMMA | 52,9 | 36,28 | 1,46 |
| NH-XT-85-10-5 | P01 (I) | Bolzen 2 | 11,9 | 5,18 | 2,30 |
| NH-XT-85-10-6 | P01 (I) | PMMA | 12,6 | 6,69 | 1,88 |
| NH-XT-85-10-8 | P01 (I) | PMMA | 12,8 | 7,85 | 1,63 |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... |

| Prüfserie | Datenreihe | Versagensart | Bruchlast F_{Bruch} [kN] | Erwartungswert $R_{k,1-4,\text{pred}}$ [-] | Φ [-] |
|-----------------|------------|--------------|--------------------------------------|---|------------|
| ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| NH-XT-85-10-10 | P01 (I) | PMMA | 13,5 | 9,21 | 1,47 |
| NH-XT-85-25-10 | P01 (III) | PMMA | 15,7 | 12,72 | 1,23 |
| NH-XT-85-25-16 | P01 (II) | PMMA | 37,4 | 28,92 | 1,29 |
| NH-XT-85-25-18 | P01 (II) | PMMA | 43,8 | 31,55 | 1,39 |
| NH-XT-85-25-20 | P01 (I) | PMMA | 67,4 | 42,58 | 1,58 |
| NH-XT-100-10-12 | P01 (I) | PMMA | 23,4 | 12,74 | 1,84 |
| | P02 (I) | PMMA | 21,6 | 10,46 | 2,06 |
| | P03 (I) | PMMA | 23,7 | 10,46 | 2,27 |
| | P04 (I) | PMMA | 22,5 | 10,46 | 2,15 |
| | P05 (II) | PMMA | 12,2 | 10,46 | 1,20 |
| | P06 (IV) | PMMA | 8,3 | 2,55 | 3,26 |
| NH-XT-100-10-16 | P01 (I) | PMMA | 29,1 | 15,25 | 1,91 |
| | P02 (I) | PMMA | 27,5 | 15,25 | 1,80 |
| | P03 (I) | PMMA | 29,0 | 15,25 | 1,90 |
| | P04 (I) | PMMA | 37,9 | 15,25 | 2,48 |
| | P05 (I) | PMMA | 23,5 | 15,25 | 1,54 |
| | P06 (II) | PMMA | 16,0 | 12,20 | 1,31 |
| NH-XT-100-10-20 | P01 (I) | PMMA | 33,6 | 18,14 | 1,85 |
| | P02 (I) | PMMA | 29,9 | 18,14 | 1,65 |
| | P03 (I) | PMMA | 28,0 | 18,14 | 1,54 |
| NH-XT-100-15-12 | P01 (I) | PMMA | 34,3 | 19,11 | 1,79 |
| | P02 (II) | PMMA | 20,5 | 15,29 | 1,34 |
| | P03 (III) | PMMA | 11,9 | 9,17 | 1,30 |
| NH-XT-100-15-16 | P01 (I) | PMMA | 34,0 | 22,88 | 1,49 |
| | P02 (I) | PMMA | 41,1 | 22,88 | 1,80 |
| | P03 (I) | PMMA | 28,5 | 22,88 | 1,25 |
| NH-XT-100-15-20 | P01 (I) | PMMA | 42,2 | 27,21 | 1,55 |
| | P02 (I) | PMMA | 37,2 | 27,21 | 1,37 |
| | P03 (I) | PMMA | 54,3 | 27,21 | 2,00 |
| NH-XT-100-20-12 | P01 (I) | Bolzen 2 | 35,4 | 22,01 | 1,61 |
| | P02 (I) | Bolzen 2 | 45,8 | 24,11 | 1,90 |
| | P03 (I) | Bolzen 2 | 50,2 | 24,11 | 2,08 |
| NH-XT-100-20-16 | P01 (I) | PMMA | 62,0 | 30,50 | 2,03 |
| | P02 (I) | PMMA | 46,2 | 30,50 | 1,51 |
| | P03 (I) | PMMA | 64,1 | 30,50 | 2,10 |
| NH-XT-100-20-20 | P01 (I) | PMMA | 54,4 | 36,28 | 1,50 |
| | P02 (I) | PMMA | 64,0 | 36,28 | 1,76 |
| | P03 (I) | PMMA | 74,0 | 36,28 | 2,04 |
| NH-XT-100-25-12 | P01 (I) | Bolzen 2 | 72,6 | 24,11 | 3,01 |
| | P02 (IV) | PMMA | 16,4 | 6,37 | 2,57 |
| | P03 (IV) | PMMA | 19,9 | 6,37 | 3,12 |
| NH-XT-100-25-16 | P01 (I) | PMMA | 52,8 | 38,13 | 1,38 |
| | P02 (I) | PMMA | 65,8 | 38,13 | 1,73 |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... |

| Prüfserie | Datenreihe | Versagensart | Bruchlast F_{Bruch} [kN] | Erwartungswert $R_{k,1-4,\text{pred}}$ [-] | Φ [-] |
|-----------------|------------|--------------|--------------------------------------|---|------------|
| ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| NH-XT-100-25-16 | P03 (I) | PMMA | 59,0 | 38,13 | 1,55 |
| NH-XT-100-25-20 | P01 (I) | PMMA | 74,7 | 45,35 | 1,65 |
| | P02 (I) | PMMA | 77,3 | 45,35 | 1,70 |
| | P03 (I) | PMMA | 72,3 | 45,35 | 1,59 |
| NH-XT-160-10-20 | P01 (I) | PMMA | 32,4 | 18,14 | 1,79 |
| NH-XT-160-10-20 | P02 (I) | PMMA | 32,3 | 18,14 | 1,78 |
| | P03 (I) | PMMA | 29,5 | 18,14 | 1,63 |
| NH-XT-160-15-12 | P01 (I) | PMMA | 46,0 | 19,11 | 2,41 |
| | P02 (I) | PMMA | 52,9 | 19,11 | 2,77 |
| | P03 (III) | PMMA | 13,6 | 9,17 | 1,48 |
| NH-XT-160-15-16 | P01 (I) | PMMA | 48,5 | 22,88 | 2,12 |
| | P02 (I) | PMMA | 35,6 | 22,88 | 1,56 |
| | P03 (I) | PMMA | 37,8 | 22,88 | 1,65 |
| NH-XT-160-15-20 | P01 (I) | PMMA | 48,5 | 27,21 | 1,78 |
| | P02 (I) | PMMA | 40,7 | 27,21 | 1,50 |
| | P03 (I) | PMMA | 27,4 | 27,21 | 1,01 |
| NH-XT-160-20-12 | P01 (I) | Bolzen 2 | 60,8 | 24,11 | 2,52 |
| | P02 (I) | Bolzen 2 | 59,3 | 24,11 | 2,46 |
| | P03 (I) | Bolzen 2 | 36,5 | 24,11 | 1,51 |
| NH-XT-160-20-16 | P01 (I) | PMMA | 65,5 | 30,50 | 2,15 |
| | P02 (I) | PMMA | 38,6 | 30,50 | 1,27 |
| | P03 (I) | PMMA | 80,4 | 30,50 | 2,64 |
| NH-XT-160-20-20 | P01 (I) | PMMA | 61,0 | 36,28 | 1,68 |
| | P02 (I) | PMMA | 57,3 | 36,28 | 1,58 |
| | P03 (I) | PMMA | 52,5 | 36,28 | 1,45 |
| NH-XT-160-25-12 | P01 (I) | Bolzen 2 | 36,8 | 24,11 | 1,53 |
| | P02 (I) | Bolzen 2 | 30,5 | 24,11 | 1,26 |
| | P03 (I) | Bolzen 2 | 37,9 | 24,11 | 1,57 |
| NH-XT-160-25-16 | P01 (I) | PMMA | 88,9 | 38,13 | 2,33 |
| | P02 (I) | PMMA | 81,0 | 38,13 | 2,12 |
| | P03 (I) | PMMA | 78,1 | 38,13 | 2,05 |
| NH-XT-160-25-20 | P01 (I) | PMMA | 73,5 | 45,35 | 1,62 |
| | P02 (I) | PMMA | 79,6 | 45,35 | 1,76 |
| | P03 (I) | PMMA | 72,1 | 45,35 | 1,59 |

Tabelle A.7-4: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserien NH-RS

| Prüfserie | Datenreihe | Versagensart | Bruchlast F_{Bruch} [kN] | Erwartungswert $R_{k,1-4,\text{pred}}$ [-] | Φ [-] |
|-----------------|------------|--------------|--------------------------------------|---|------------|
| NH-RS-30-10-12 | P01 (I) | PMMA | 22,1 | 10,62 | 2,08 |
| | P02 (I) | PMMA | 22,1 | 10,62 | 2,08 |
| | P03 (I) | PMMA | 21,2 | 10,62 | 2,00 |
| NH-RS-30-10-16 | P01 (I) | PMMA | 24,9 | 12,71 | 1,96 |
| | P02 (I) | PMMA | 21,3 | 12,71 | 1,68 |
| | P03 (I) | PMMA | 26,2 | 12,71 | 2,06 |
| | P04 (I) | PMMA | 27,6 | 12,71 | 2,17 |
| | P05 (I) | PMMA | 25,8 | 12,71 | 2,03 |
| | P06 (I) | PMMA | 26,5 | 12,71 | 2,08 |
| NH-RS-30-10-20 | P01 (I) | PMMA | 33,9 | 15,12 | 2,24 |
| | P02 (I) | PMMA | 31,9 | 15,12 | 2,11 |
| | P03 (I) | PMMA | 29,7 | 15,12 | 1,96 |
| NH-RS-60-10-12 | P01 (I) | PMMA | 20,0 | 8,72 | 2,29 |
| | P02 (I) | PMMA | 18,9 | 8,72 | 2,17 |
| NH-RS-60-10-20 | P01 (I) | PMMA | 32,6 | 15,12 | 2,16 |
| | P02 (I) | PMMA | 37,4 | 15,12 | 2,47 |
| | P03 (I) | PMMA | 35,2 | 15,12 | 2,33 |
| NH-RS-100-10-12 | P01 (I) | PMMA | 22,3 | 10,62 | 2,10 |
| | P02 (I) | PMMA | 22,1 | 10,62 | 2,08 |
| | P03 (I) | PMMA | 24,4 | 10,62 | 2,30 |
| NH-RS-100-10-20 | P01 (I) | PMMA | 34,2 | 15,12 | 2,26 |
| | P02 (I) | PMMA | 35,0 | 15,12 | 2,32 |
| | P03 (I) | PMMA | 36,1 | 15,12 | 2,39 |
| NH-RS-160-10-12 | P01 (I) | PMMA | 24,6 | 10,62 | 2,32 |
| | P02 (I) | PMMA | 24,7 | 10,62 | 2,33 |
| | P03 (I) | PMMA | 24,6 | 10,62 | 2,32 |
| NH-RS-160-10-16 | P01 (I) | PMMA | 27,2 | 12,71 | 2,14 |
| | P02 (I) | PMMA | 28,1 | 12,71 | 2,21 |
| | P03 (I) | PMMA | 28,7 | 12,71 | 2,26 |

[illegible]

[illegible]

[illegible]

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ^*_{Bruch} [N/mm ²] | $\ln(\sigma_F)$ | m_y | S_y | n | k_n | $f_{c,k 0,05}$ [N/mm ²] |
|--------------------------|------------|----------------------------|---|-----------------|---------------|--------------|------------|-------------|--|
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| NH-XT-160-25-12P03 (I) | | 37,9 | 1,859 | 0,620 | | | | | |
| NH-XT-160-25-16P01 (I) | | 88,9 | 3,643 | 1,293 | | | | | |
| | P02 (I) | 81,0 | 3,319 | 1,200 | | | | | |
| | P03 (I) | 78,1 | 3,200 | 1,163 | | | | | |
| NH-XT-160-25-20P01 (I) | | 73,5 | 2,532 | 0,929 | | | | | |
| | P02 (I) | 79,6 | 2,473 | 1,009 | | | | | |
| | P03 (I) | 72,1 | 2,484 | 0,910 | 1,008 | 0,219 | 130 | 1,64 | 1,91 |
| NH-XT-15-8-8 | P02 (II) | 7,5 | 1,684 | 0,521 | | | | | |
| | P03 (II) | 7,3 | 1,639 | 0,494 | | | | | |
| NH-XT-25-6-8 | P03 (II) | 4,8 | 1,437 | 0,363 | | | | | |
| NH-XT-30-10-12 | P03 (II) | 13,2 | 1,619 | 0,482 | | | | | |
| NH-XT-30-10-20 | P03 (II) | 20,1 | 1,731 | 0,549 | | | | | |
| NH-XT-60-20-20 | P03 (II) | 43,2 | 1,861 | 0,621 | | | | | |
| NH-XT-60-25-12 | P02 (II) | 27,9 | 1,369 | 0,314 | | | | | |
| NH-XT-60-25-20 | P02 (II) | 50,3 | 1,733 | 0,550 | | | | | |
| NH-XT-60-25-20 | P03 (II) | 52,9 | 1,823 | 0,600 | | | | | |
| NH-XT-85-25-16 | P01 (II) | 37,4 | 1,616 | 0,480 | | | | | |
| NH-XT-85-25-18 | P01 (II) | 43,8 | 1,735 | 1,369 | | | | | |
| NH-XT-100-10-12P05 (II) | | 12,2 | 1,496 | 0,403 | | | | | |
| NH-XT-100-10-16P06 (II) | | 16,0 | 1,639 | 0,494 | | | | | |
| NH-XT-100-15-12P02 (II) | | 20,5 | 1,676 | 0,517 | 0,496 | 0,086 | 14 | 1,86 | 1,40 |
| NH-XT-15-6-6 | P03 (III) | 2,9 | 1,081 | 0,078 | | | | | |
| NH-XT-15-6-8 | P03 (III) | 3,2 | 0,958 | -0,043 | | | | | |
| NH-XT-25-6-6 | P03 (III) | 3,1 | 1,156 | 0,145 | | | | | |
| NH-XT-30-15-12 | P02 (III) | 12,5 | 1,022 | 0,022 | | | | | |
| | P03 (III) | 15,5 | 1,267 | 0,237 | | | | | |
| NH-XT-60-10-12 | P08 (III) | 9,2 | 1,128 | 0,121 | | | | | |
| | P09 (III) | 11,6 | 1,423 | 0,353 | | | | | |
| NH-XT-60-20-12 | P02 (III) | 22,1 | 1,355 | 0,304 | | | | | |
| | P03 (III) | 17,8 | 1,092 | 0,088 | | | | | |
| NH-XT-60-20-16 | P04 (III) | 23,4 | 1,199 | 0,181 | | | | | |
| | P05 (III) | 23,5 | 1,204 | 0,185 | | | | | |
| | P06 (III) | 24,3 | 1,245 | 0,219 | | | | | |
| NH-XT-60-25-12 | P03 (III) | 20,4 | 1,001 | 0,001 | | | | | |
| NH-XT-85-25-10 | P01 (III) | 15,7 | 0,926 | -0,077 | | | | | |
| NH-XT-100-15-12P03 (III) | | 11,9 | 0,973 | -0,027 | | | | | |
| NH-XT-160-15-12P03 (III) | | 13,6 | 1,112 | 0,106 | 0,118 | 0,125 | 16 | 1,82 | 0,90 |
| NH-XT-100-10-12P06 (IV) | | 8,3 | 1,018 | 0,018 | | | | | |
| NH-XT-100-25-12P02 (IV) | | 16,4 | 0,805 | -0,217 | | | | | |
| | P03 (IV) | 19,9 | 0,976 | -0,024 | -0,075 | 0,126 | 3 | 3,37 | 0,61 |

Tabelle A.8-2: Normierte Bruchspannung σ^*_{Bruch} für die Prüfserien NH-RS

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ^*_{Bruch} [N/mm ²] | $\ln(\sigma_F)$ | m_y | s_y | n | k_n | $f_{c,k 0,05}$ [N/mm ²] |
|-----------------|------------|----------------------------|---|-----------------|--------------|--------------|-----------|-------------|--|
| NH-RS-30-10-12 | P01 (I) | 22,1 | 2,602 | 0,956 | | | | | |
| | P02 (I) | 22,1 | 2,602 | 0,956 | | | | | |
| | P03 (I) | 21,2 | 2,496 | 0,915 | | | | | |
| NH-RS-30-10-16 | P01 (I) | 24,9 | 2,449 | 0,896 | | | | | |
| | P02 (I) | 21,3 | 2,095 | 0,739 | | | | | |
| | P03 (I) | 26,2 | 2,577 | 0,946 | | | | | |
| | P04 (I) | 27,6 | 2,714 | 0,999 | | | | | |
| | P05 (I) | 25,8 | 2,537 | 0,931 | | | | | |
| | P06 (I) | 26,5 | 2,606 | 0,958 | | | | | |
| NH-RS-30-10-20 | P01 (I) | 33,9 | 2,803 | 1,031 | | | | | |
| | P02 (I) | 31,9 | 2,638 | 0,970 | | | | | |
| | P03 (I) | 29,7 | 2,456 | 0,899 | | | | | |
| NH-RS-60-10-12 | P01 (I) | 20,0 | 2,868 | 1,054 | | | | | |
| | P02 (I) | 18,9 | 2,710 | 0,997 | | | | | |
| NH-RS-60-10-20 | P01 (I) | 32,6 | 2,696 | 0,992 | | | | | |
| | P02 (I) | 37,4 | 3,093 | 1,129 | | | | | |
| | P03 (I) | 35,2 | 2,911 | 1,068 | | | | | |
| NH-RS-100-10-12 | P01 (I) | 22,3 | 2,626 | 0,965 | | | | | |
| | P02 (I) | 22,1 | 2,602 | 0,956 | | | | | |
| | P03 (I) | 24,4 | 2,873 | 1,055 | | | | | |
| NH-RS-100-10-20 | P01 (I) | 34,2 | 2,828 | 1,040 | | | | | |
| | P02 (I) | 35,0 | 2,894 | 1,063 | | | | | |
| | P03 (I) | 36,1 | 2,985 | 1,094 | | | | | |
| NH-RS-160-10-12 | P01 (I) | 24,6 | 2,897 | 1,064 | | | | | |
| | P02 (I) | 24,7 | 2,908 | 1,068 | | | | | |
| | P03 (I) | 24,6 | 2,897 | 1,064 | | | | | |
| NH-RS-160-10-16 | P01 (I) | 27,2 | 2,675 | 0,984 | | | | | |
| | P02 (I) | 28,1 | 2,764 | 1,017 | | | | | |
| | P03 (I) | 28,7 | 2,823 | 1,038 | 0,995 | 0,078 | 29 | 1,73 | 2,36 |

A.9: Lastverformungskurven der Prüfserien (Holz/PMMA)

A.9-1: Lastverformungskurven der Prüfserien NH-XT

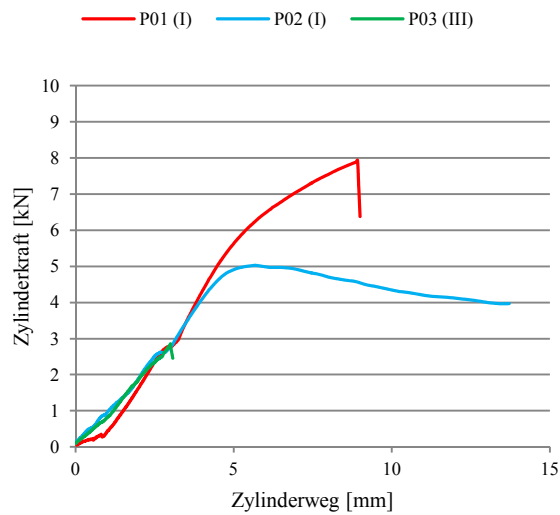


Abbildung A.9-1-1: Prüfserie NH-XT-15-6-6

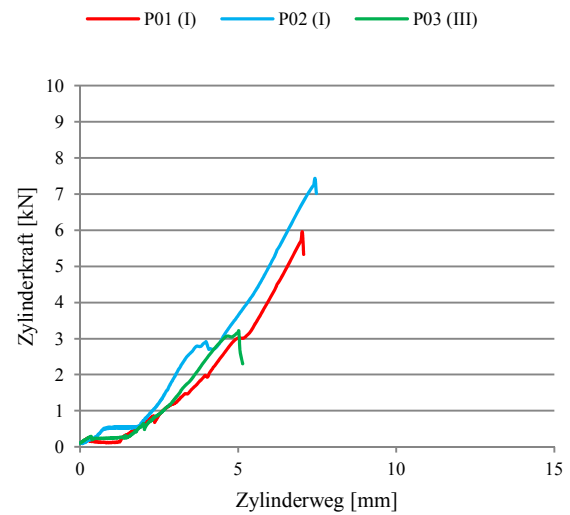


Abbildung A.9-1-2: Prüfserie NH-XT-15-6-8

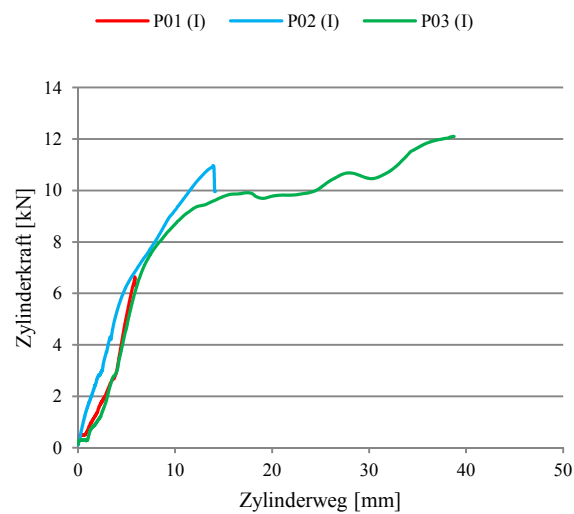


Abbildung A.9-1-3: Prüfserie NH-XT-15-8-6

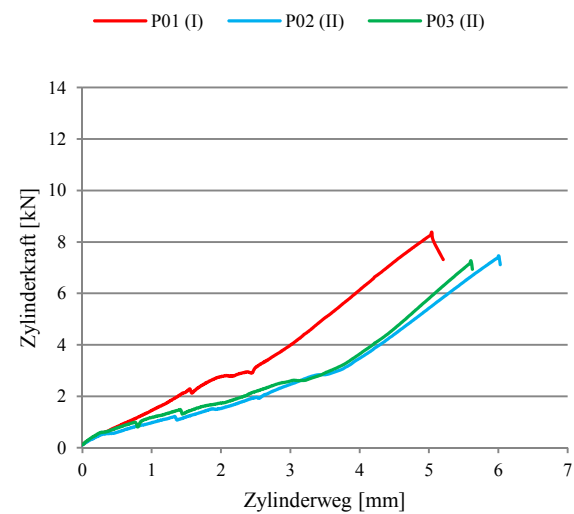


Abbildung A.9-1-4: Prüfserie NH-XT-15-8-8

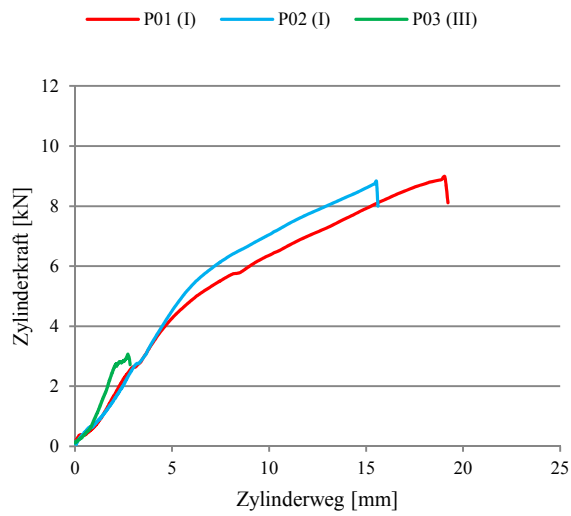


Abbildung A.9-1-5: Prüfserie NH-XT-25-6-6

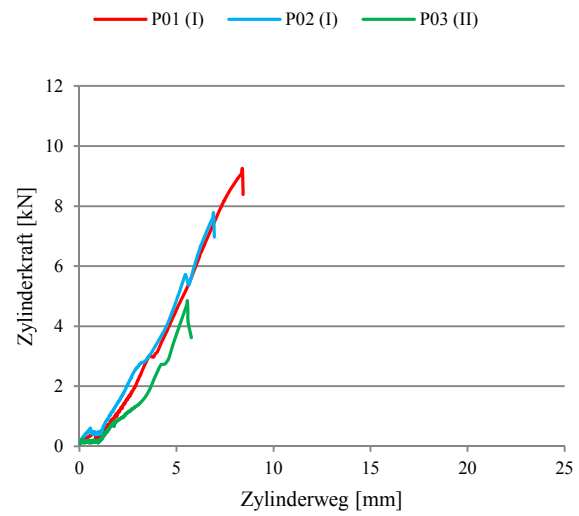


Abbildung A.9-1-6: Prüfserie NH-XT-25-6-8

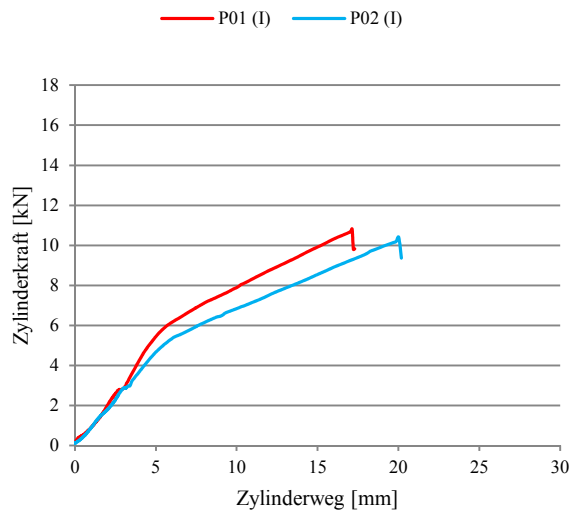


Abbildung A.9-1-7: Prüfserie NH-XT-25-8-6

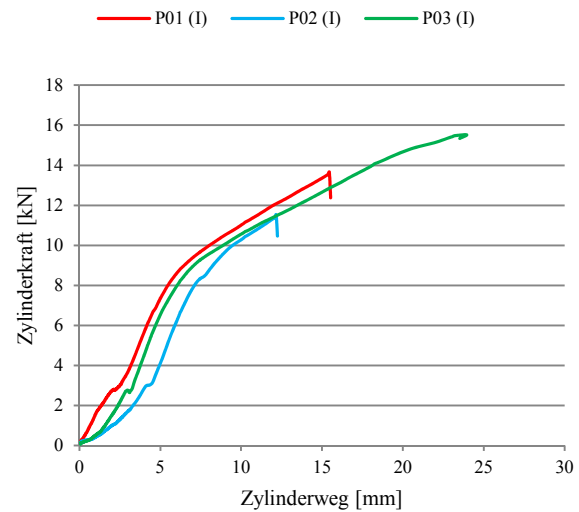


Abbildung A.9-1-8: Prüfserie NH-XT-25-8-8

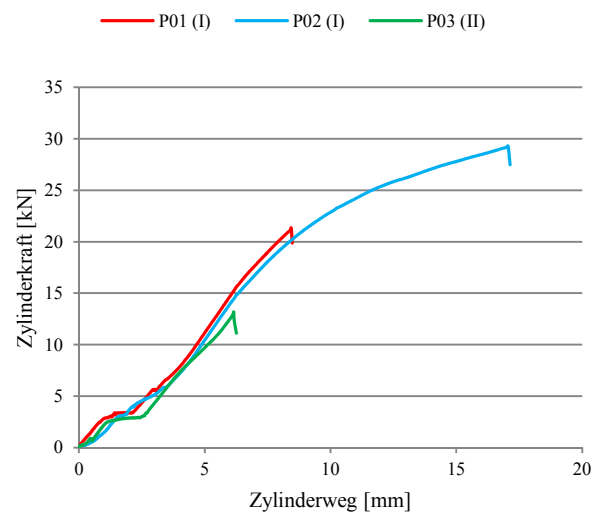


Abbildung A.9-1-9: Prüfserie NH-XT-30-10-12

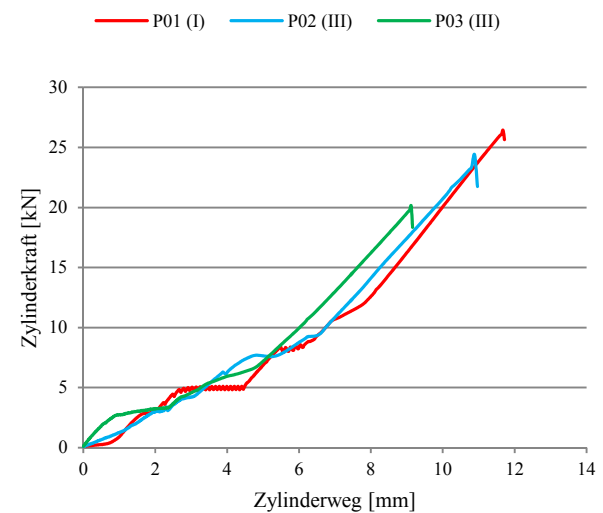


Abbildung A.9-1-10: Prüfserie NH-XT-30-10-20

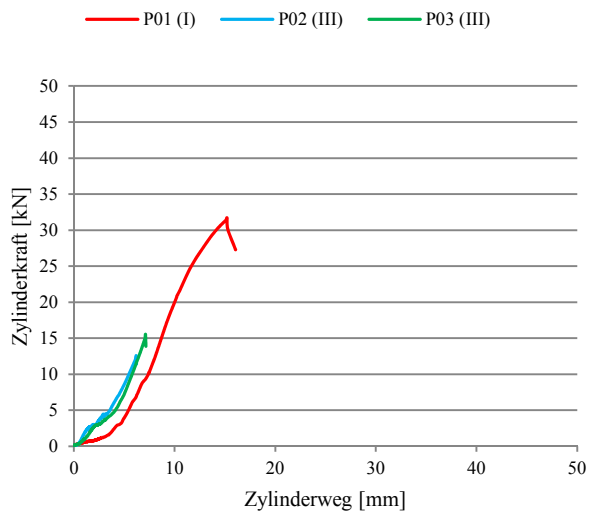


Abbildung A.9-1-11: Prüfserie NH-XT-30-15-12

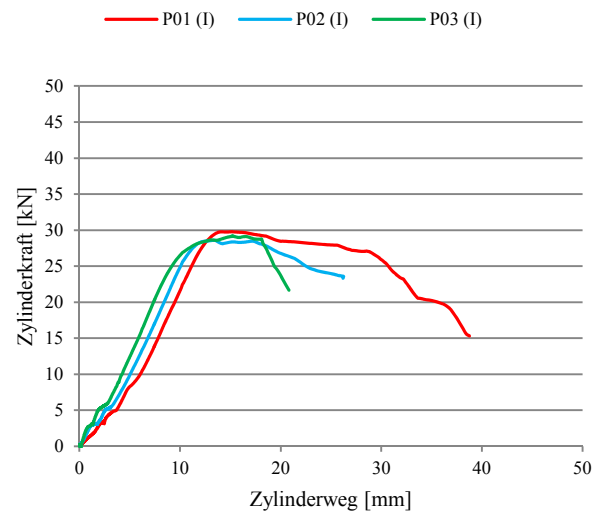


Abbildung A.9-1-12: Prüfserie NH-XT-30-15-16

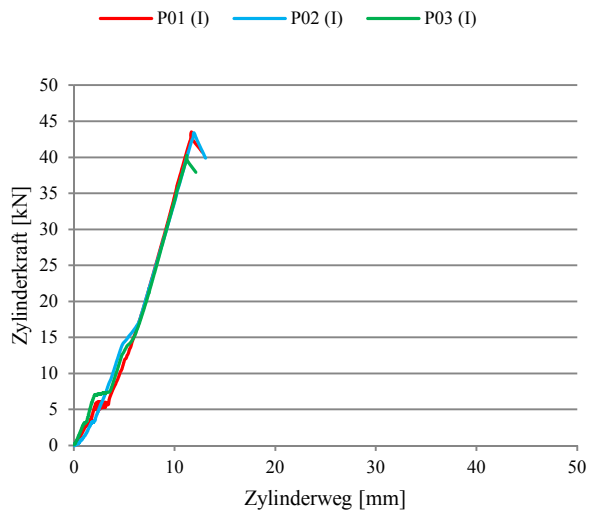


Abbildung A.9-1-13: Prüfserie NH-XT-30-15-20

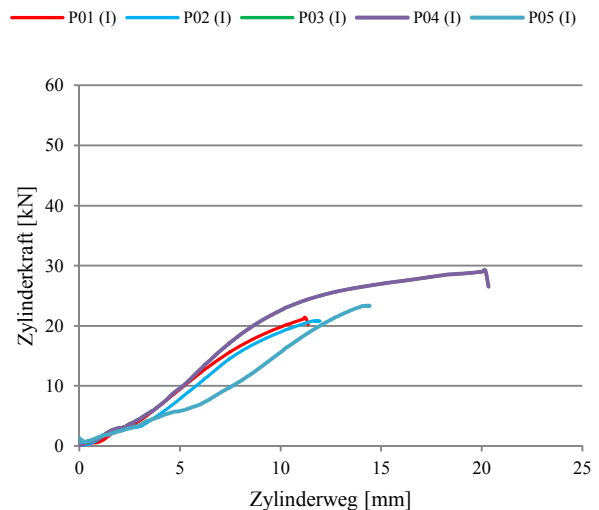


Abbildung A.9-1-14: Prüfserie NH-XT-60-10-12(P01-P05)

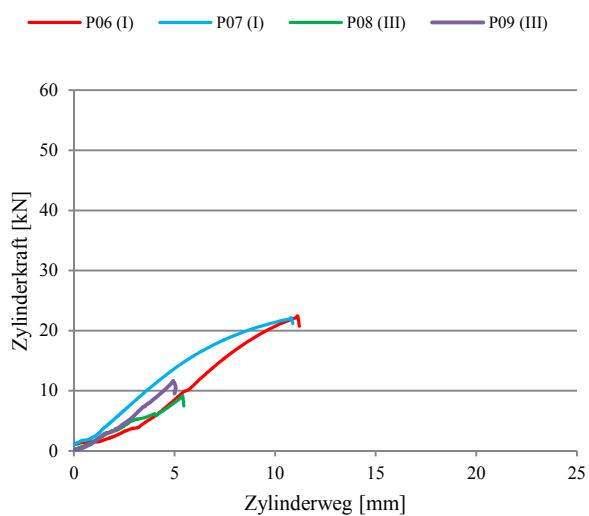


Abbildung A.9-1-15: Prüfserie NH-XT-60-10-12(P06-P09)

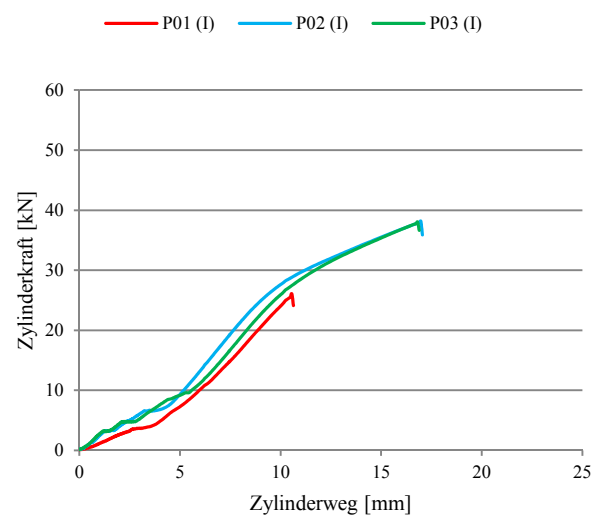


Abbildung A.9-1-16: Prüfserie NH-XT-60-10-16

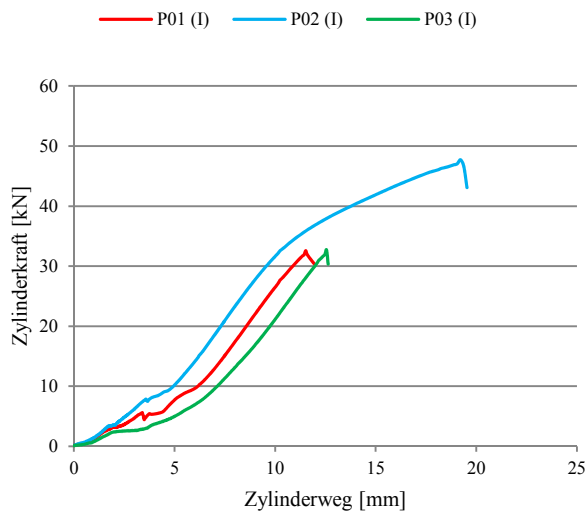


Abbildung A.9-1-17: Prüfserie NH-XT-60-10-20

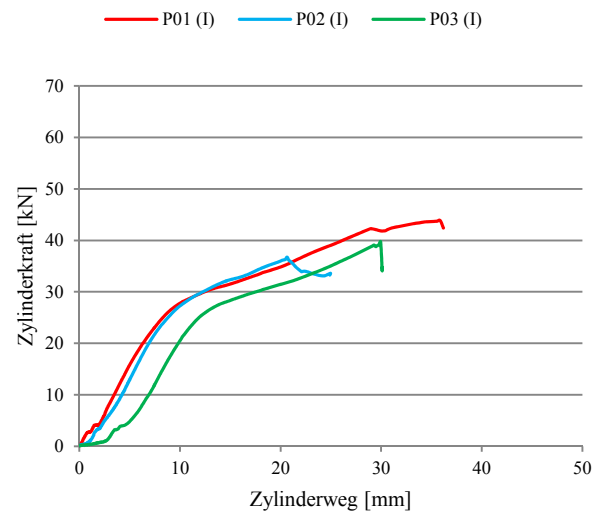


Abbildung A.9-1-18: Prüfserie NH-XT-60-15-12

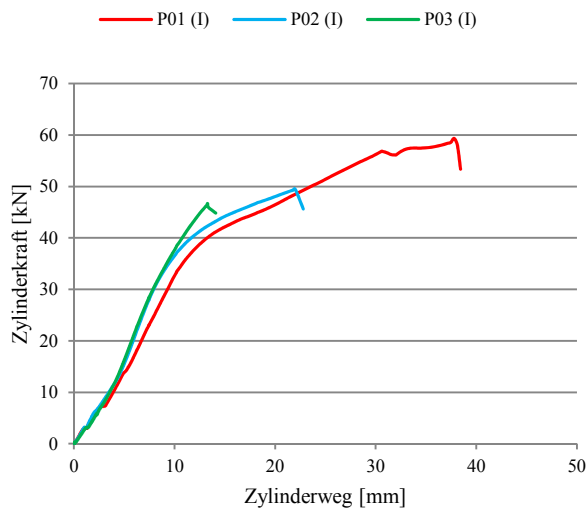


Abbildung A.9-1-19: Prüfserie NH-XT-60-15-16

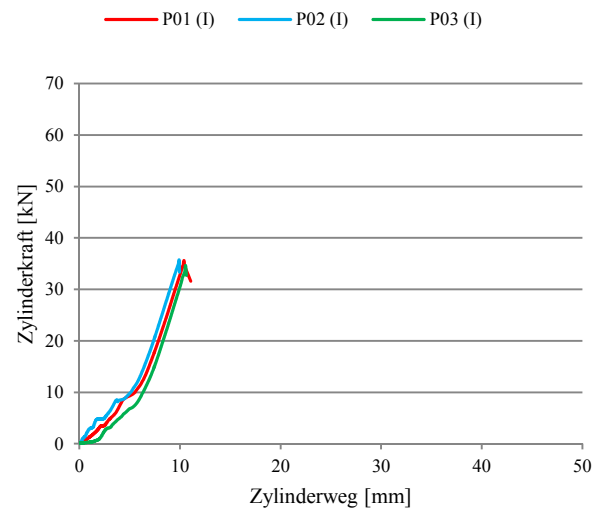


Abbildung A.9-1-20: Prüfserie NH-XT-60-15-20

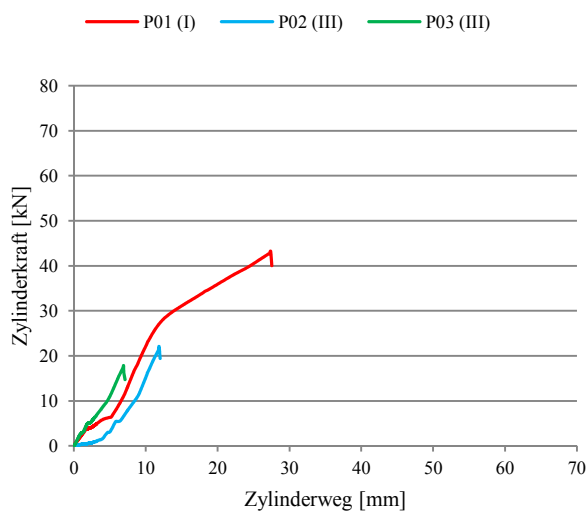


Abbildung A.9-1-21: Prüfserie NH-XT-60-20-12

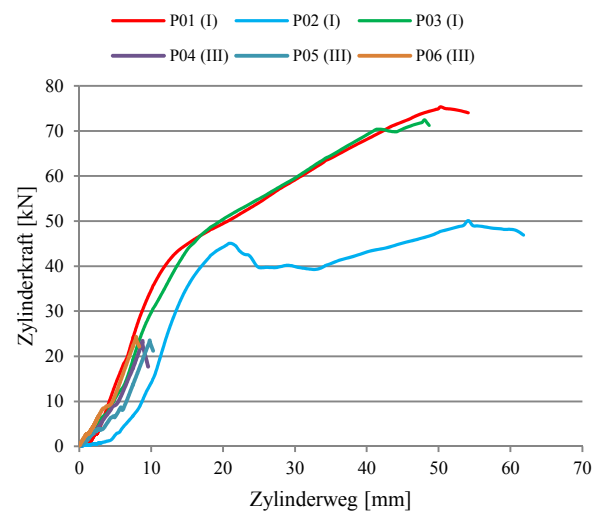


Abbildung A.9-1-22: Prüfserie NH-XT-60-20-16

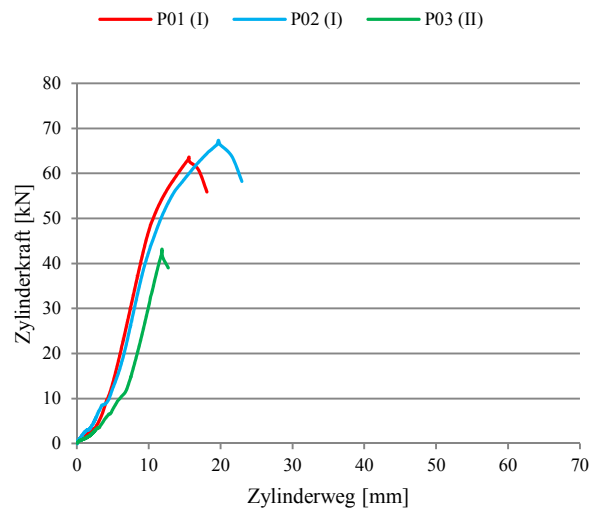


Abbildung A.9-1-23: Prüfserie NH-XT-60-20-20

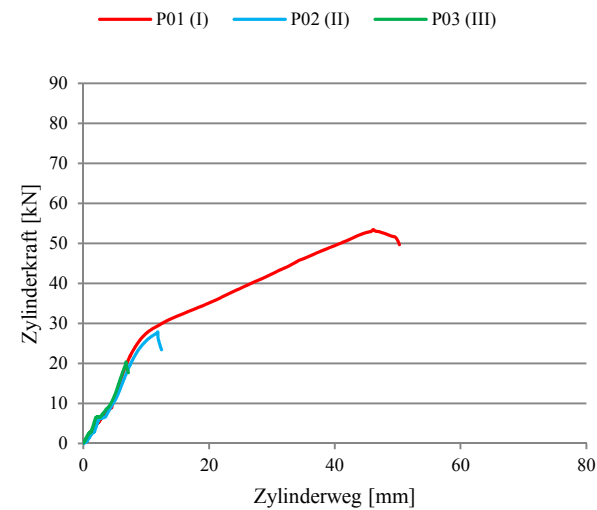


Abbildung A.9-1-24: Prüfserie NH-XT-60-25-12

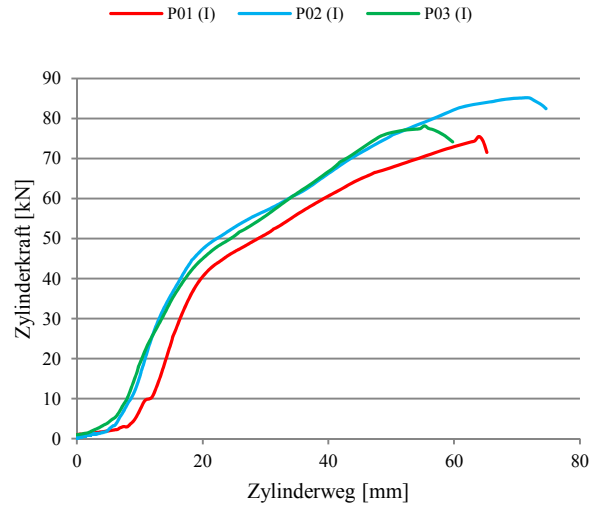


Abbildung A.9-1-25: Prüfserie NH-XT-60-25-16

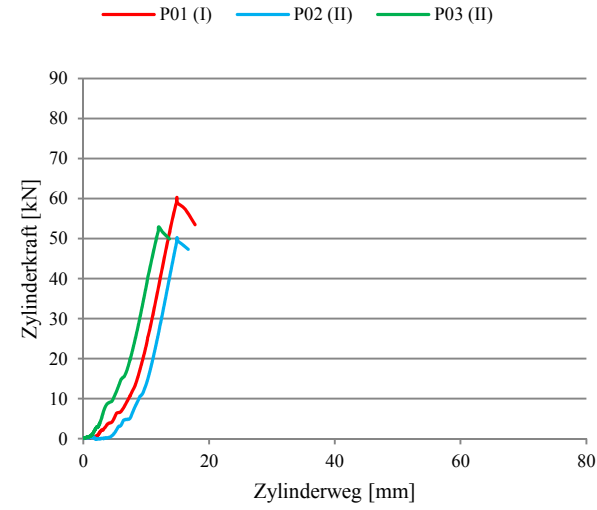


Abbildung A.9-1-26: Prüfserie NH-XT-60-25-20

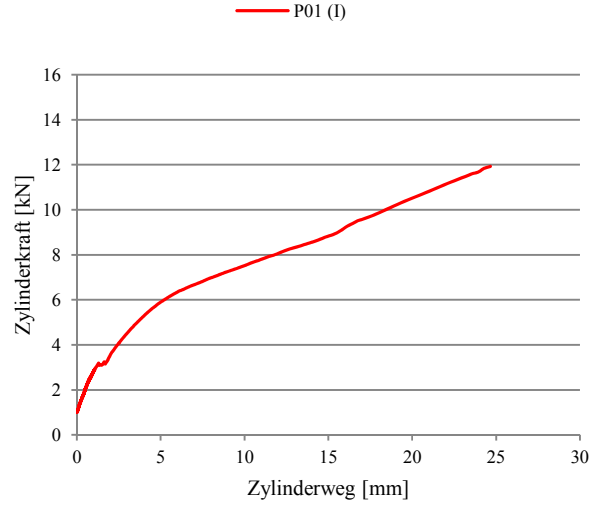


Abbildung A.9-1-27: Prüfserie NH-XT-85-10-5

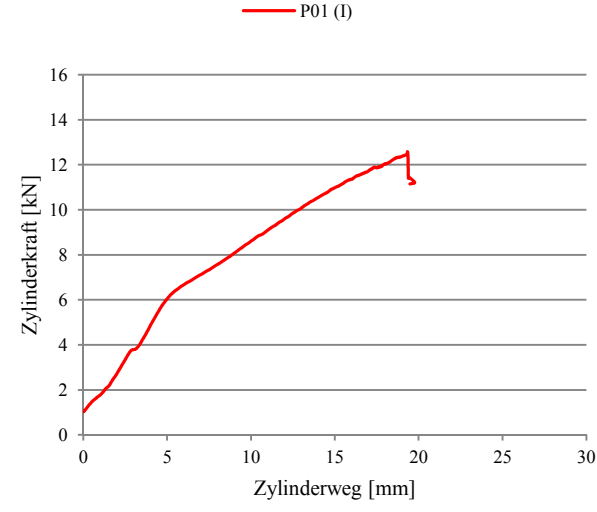


Abbildung A.9-1-28: Prüfserie NH-XT-85-10-6

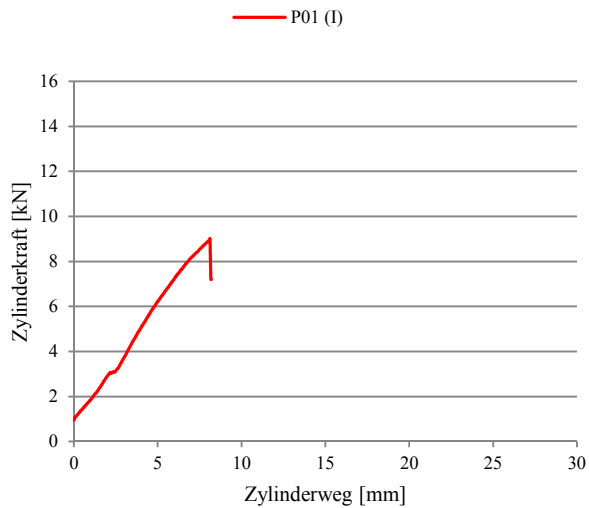


Abbildung A.9-1-29: Prüfserie NH-XT-85-10-8

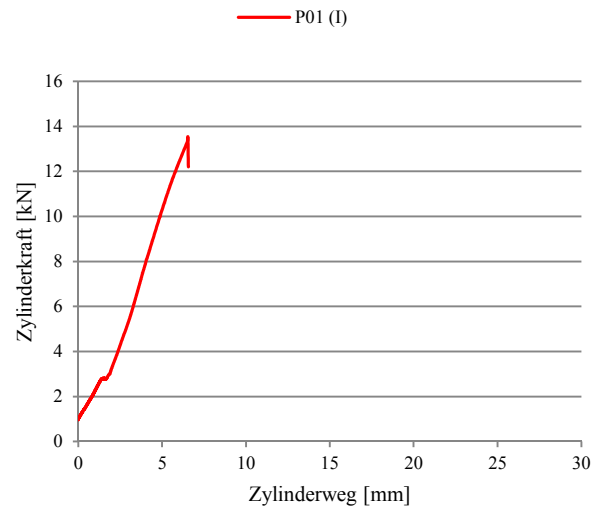


Abbildung A.9-1-30: Prüfserie NH-XT-85-10-10

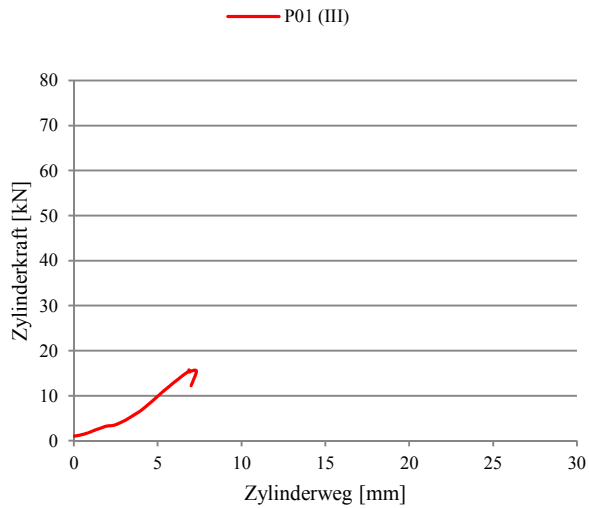


Abbildung A.9-1-31: Prüfserie NH-XT-85-25-10

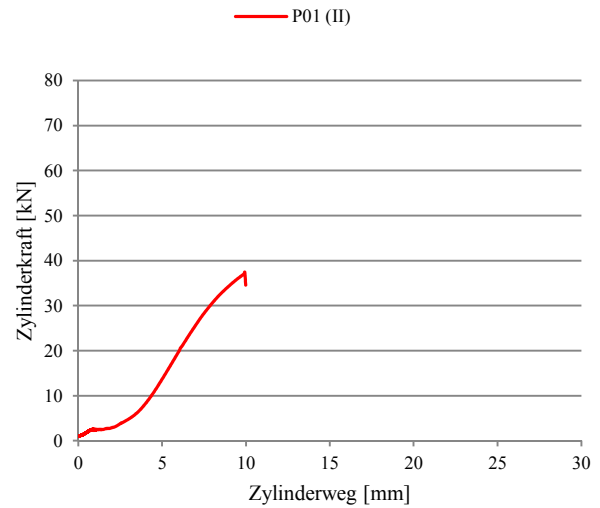


Abbildung A.9-1-32: Prüfserie NH-XT-85-25-16

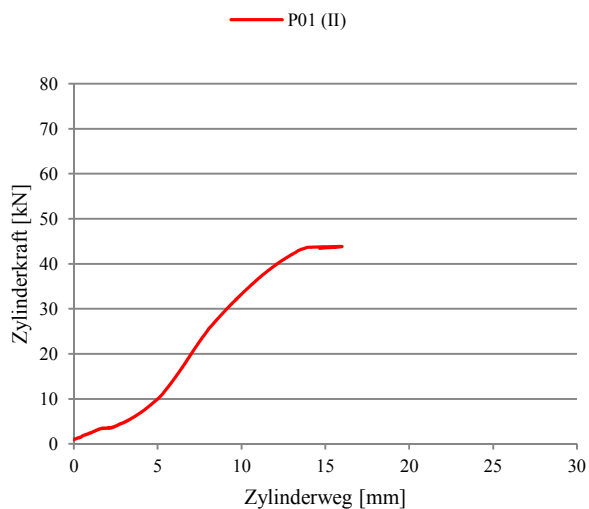


Abbildung A.9-1-33: Prüfserie NH-XT-85-25-18

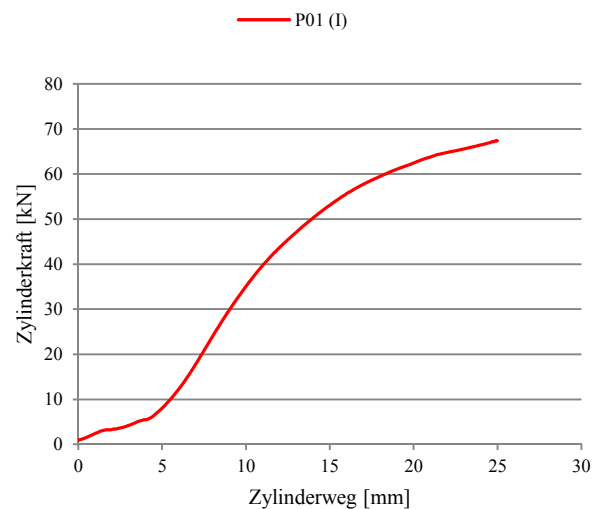


Abbildung A.9-1-34: Prüfserie NH-XT-85-25-20

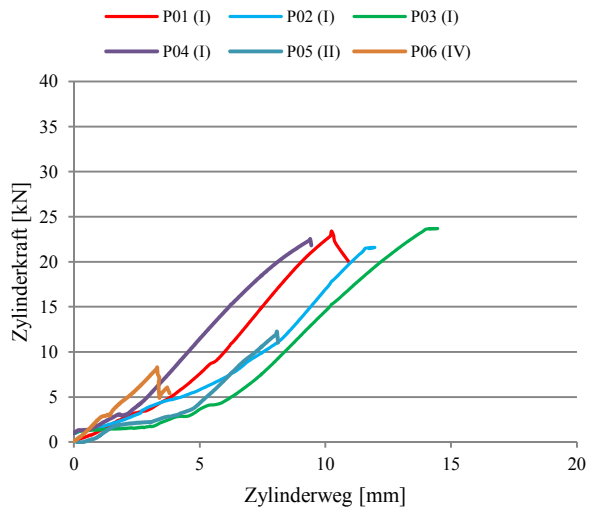


Abbildung A.9-1-35: Prüfsérie NH-XT-100-10-12

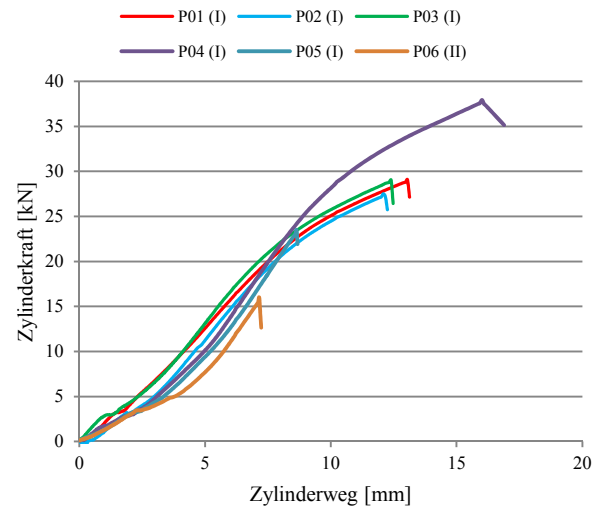


Abbildung A.9-1-36: Prüfsérie NH-XT-100-10-16

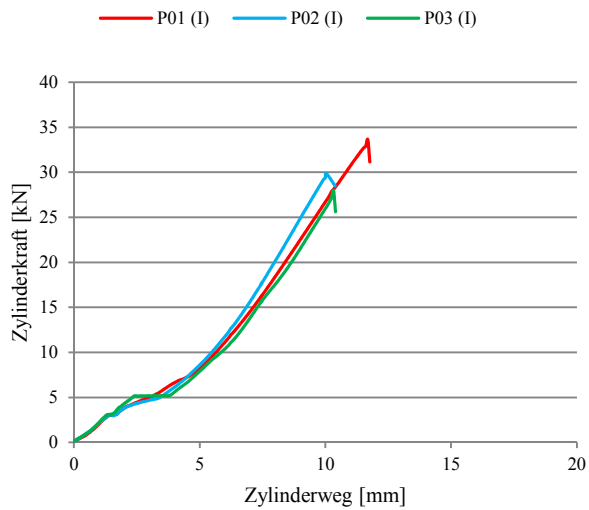


Abbildung A.9-1-37: Prüfsérie NH-XT-100-10-20

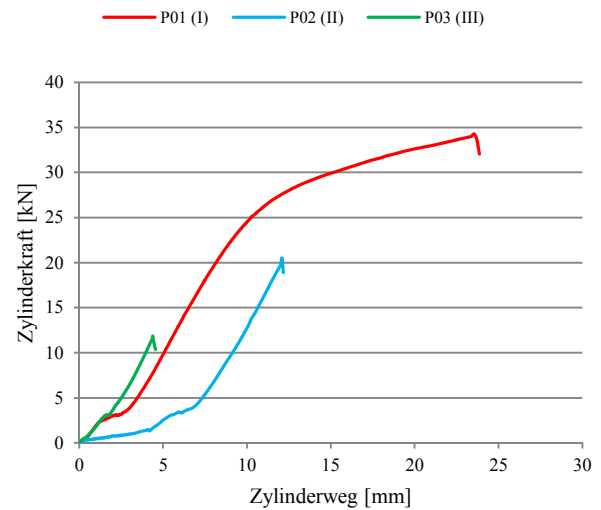


Abbildung A.9-1-38: Prüfsérie NH-XT-100-15-12

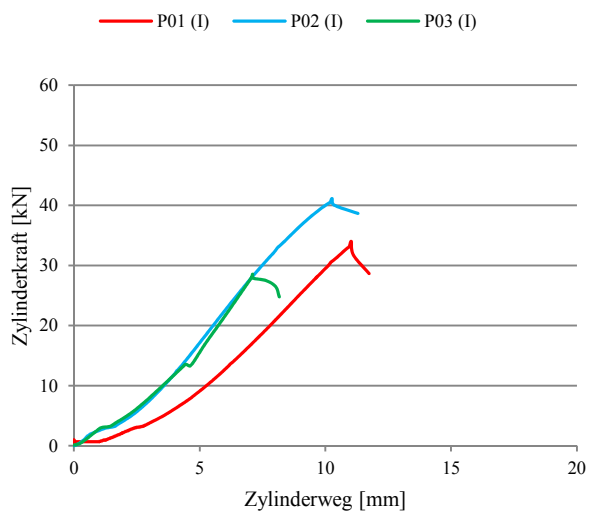


Abbildung A.9-1-39: Prüfsérie NH-XT-100-15-16

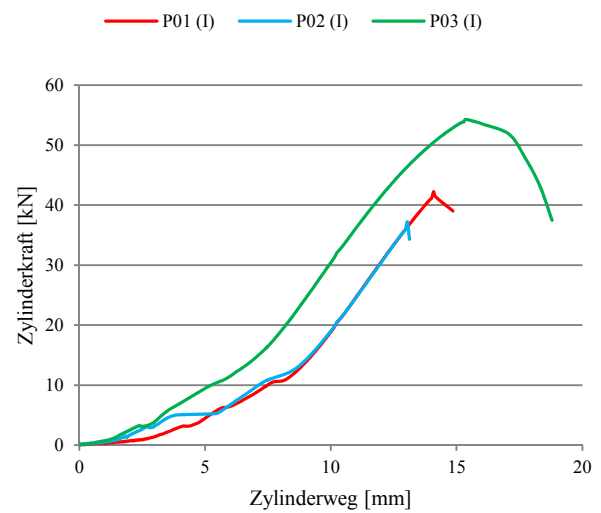


Abbildung A.9-1-40: Prüfsérie NH-XT-100-15-20

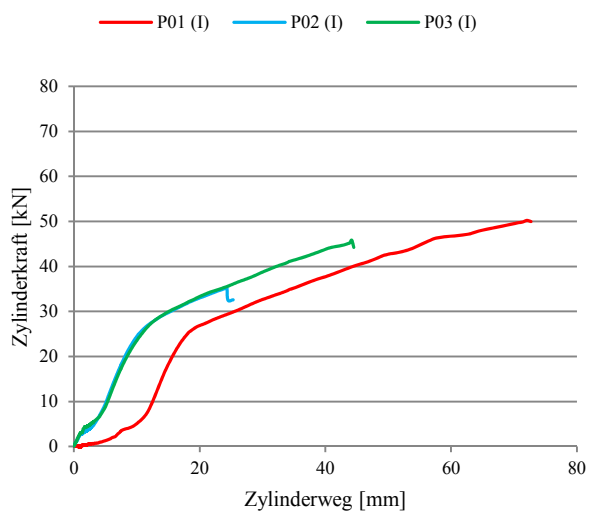


Abbildung A.9-1-41: Prüfserie NH-XT-100-20-12

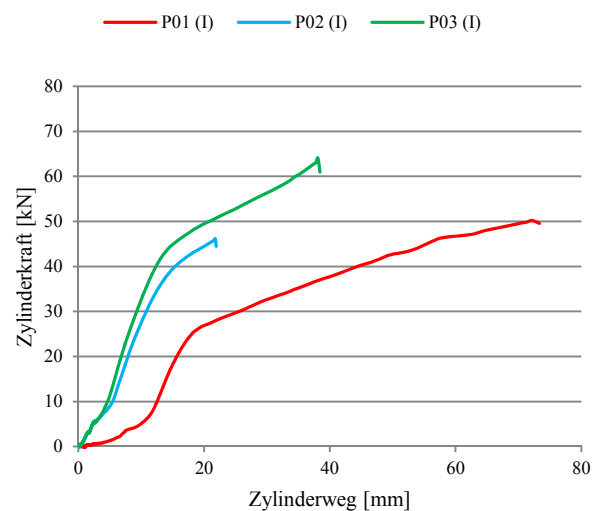


Abbildung A.9-1-42: Prüfserie NH-XT-100-20-16

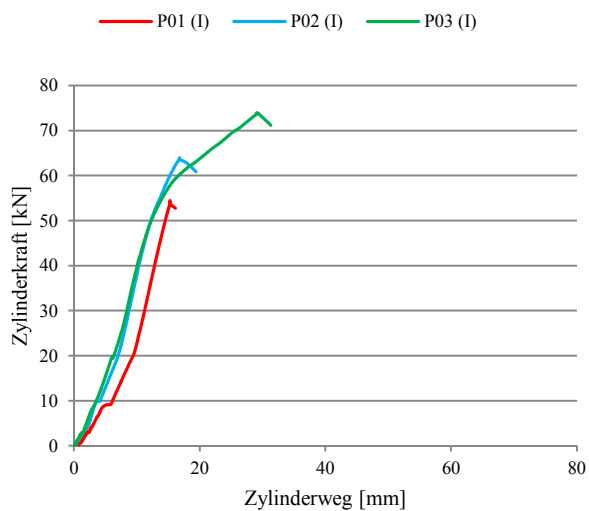


Abbildung A.9-1-43: Prüfserie NH-XT-100-20-20

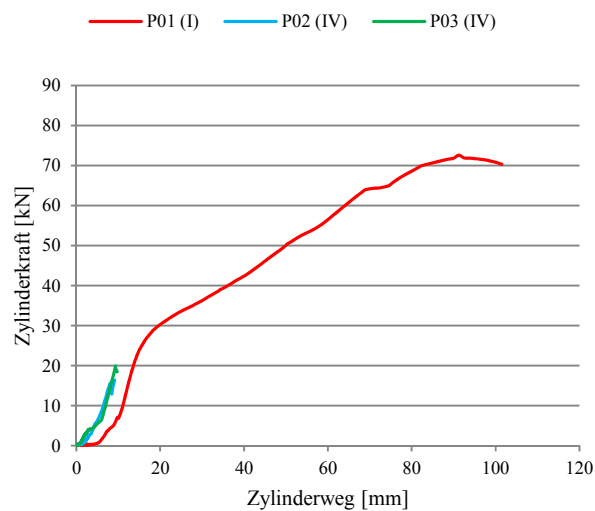


Abbildung A.9-1-44: Prüfserie NH-XT-100-25-12

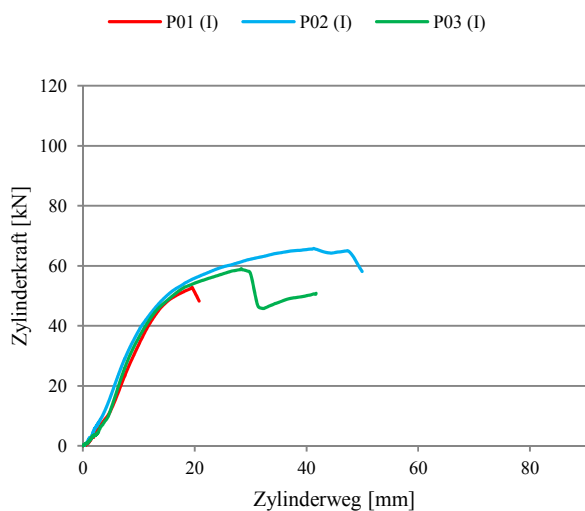


Abbildung A.9-1-45: Prüfserie NH-XT-100-25-16

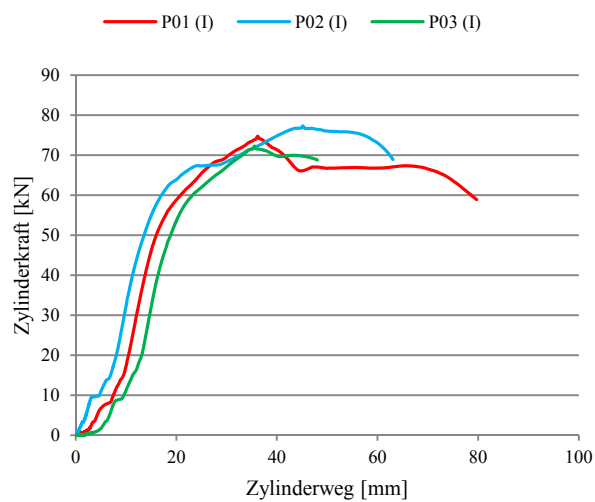


Abbildung A.9-1-46: Prüfserie NH-XT-100-25-20

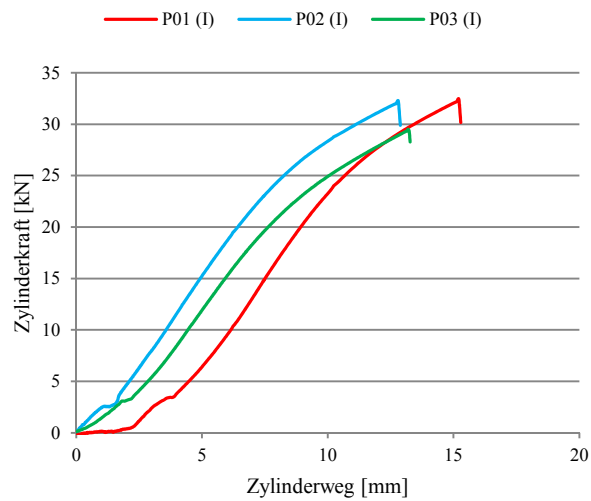


Abbildung A.9-1-47: Prüfserie NH-XT-160-10-20

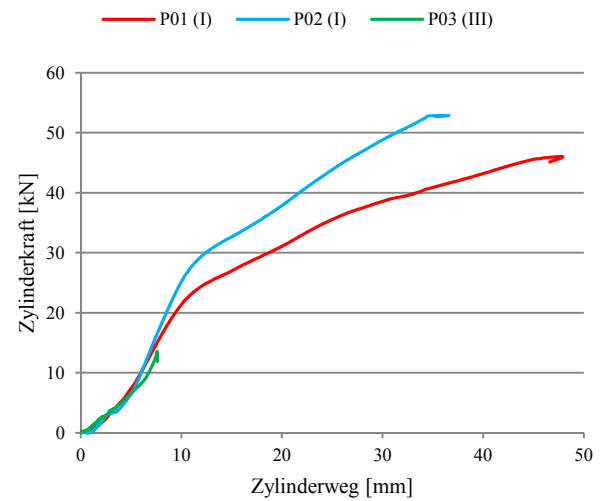


Abbildung A.9-1-48: Prüfserie NH-XT-160-15-12

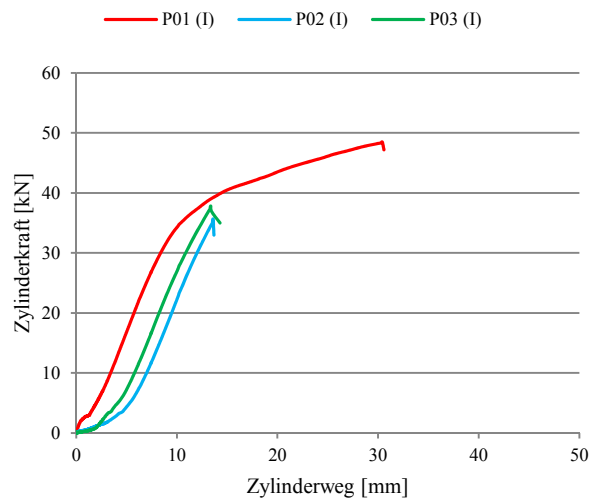


Abbildung A.9-1-49: Prüfserie NH-XT-160-15-16

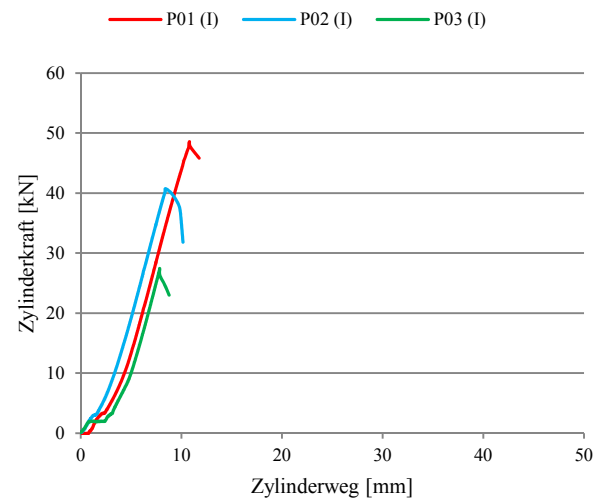


Abbildung A.9-1-50: Prüfserie NH-XT-160-15-20

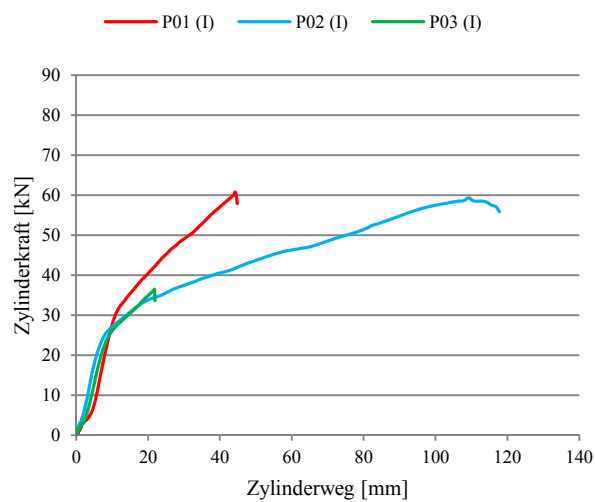


Abbildung A.9-1-51: Prüfserie NH-XT-160-20-12

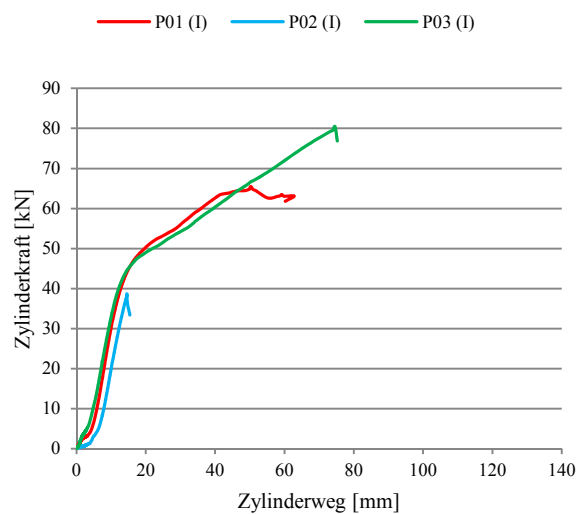


Abbildung A.9-1-52: Prüfserie NH-XT-160-20-16

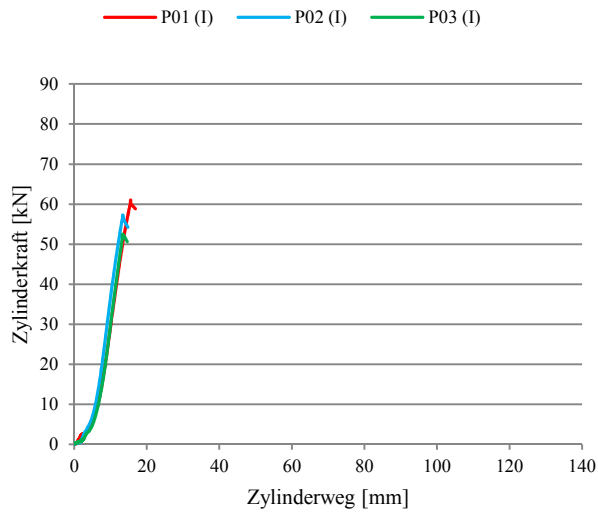


Abbildung A.9-1-53: Prüfserie NH-XT-160-20-20

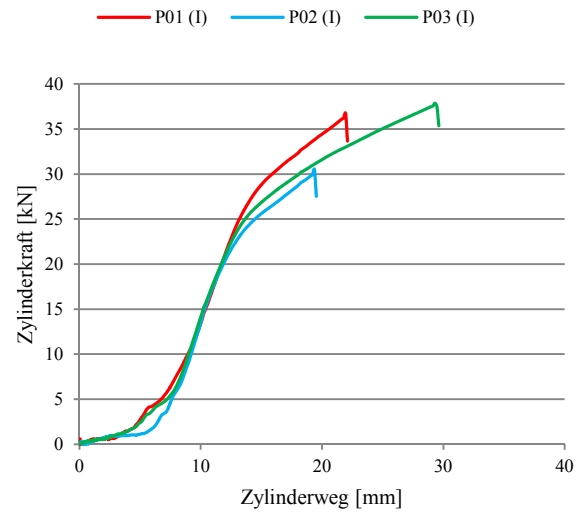


Abbildung A.9-1-54: Prüfserie NH-XT-160-25-12

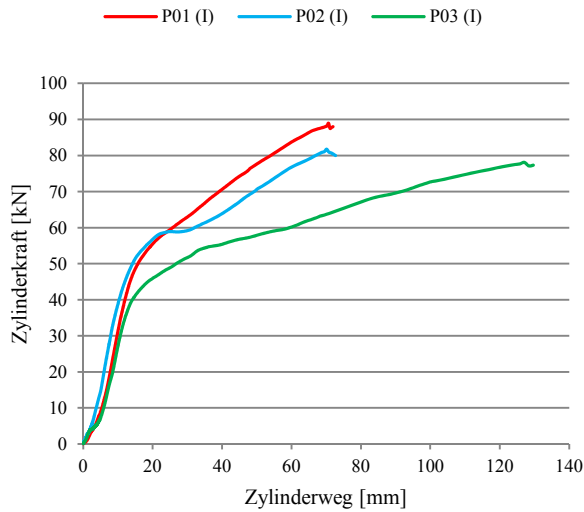


Abbildung A.9-1-55: Prüfserie NH-XT-160-25-16

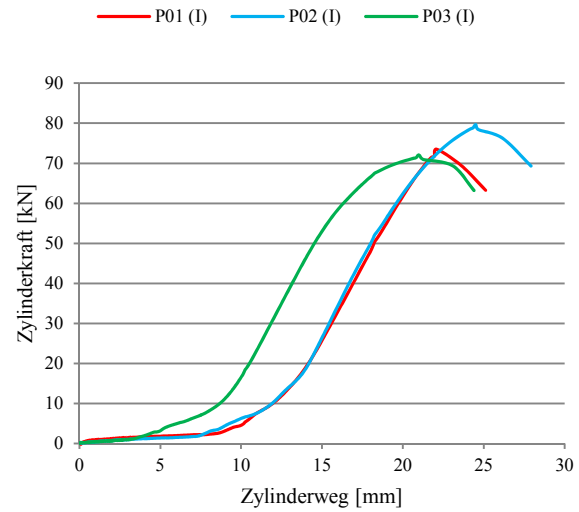


Abbildung A.9-1-56: Prüfserie NH-XT-160-25-20

A.9-2: Lastverformungskurven der Prüfserien NH-RS

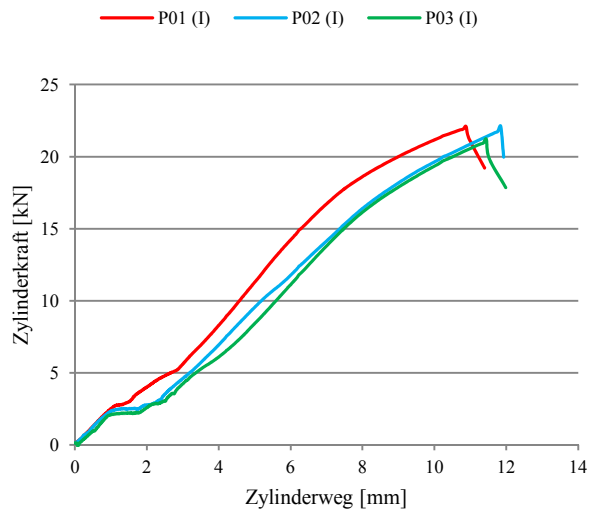


Abbildung A.9-2-1: Prüfsérie NH-RS-30-10-12

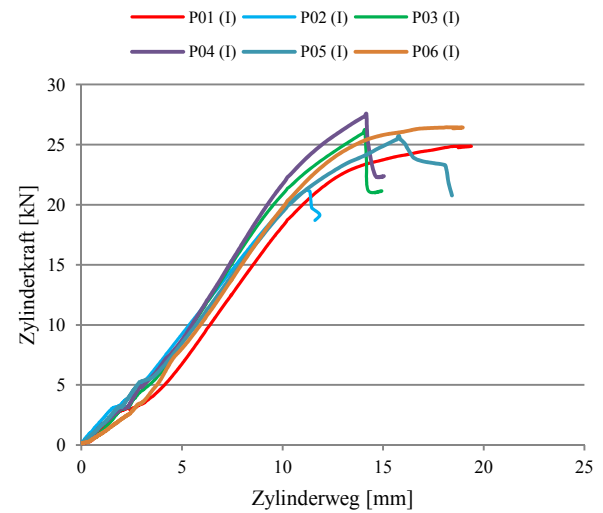


Abbildung A.9-2-2: Prüfsérie NH-RS-30-10-16

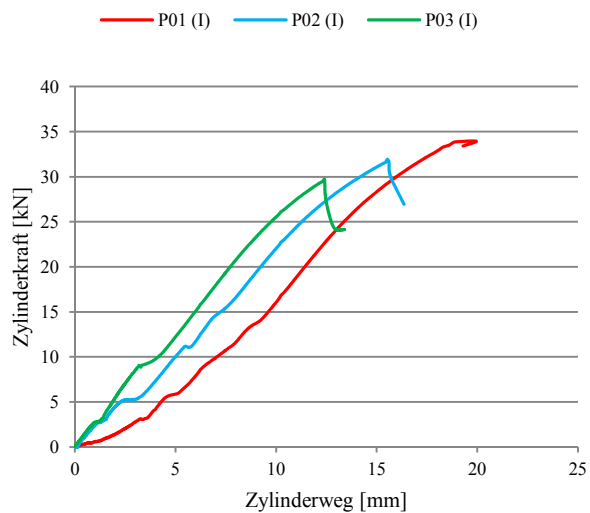


Abbildung A.9-2-3: Prüfsérie NH-RS-30-10-20

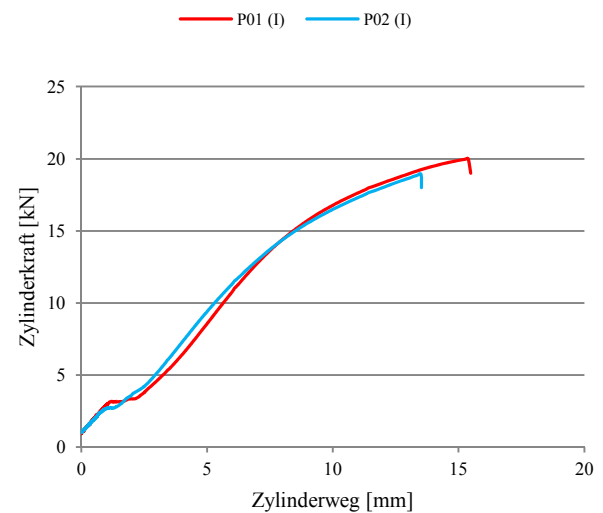


Abbildung A.9-2-4: Prüfsérie NH-RS-60-10-12

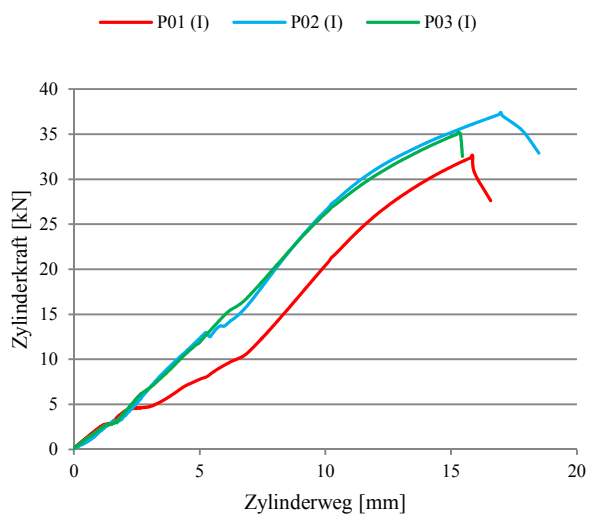


Abbildung A.9-2-5: Prüfserie NH-RS-60-10-20

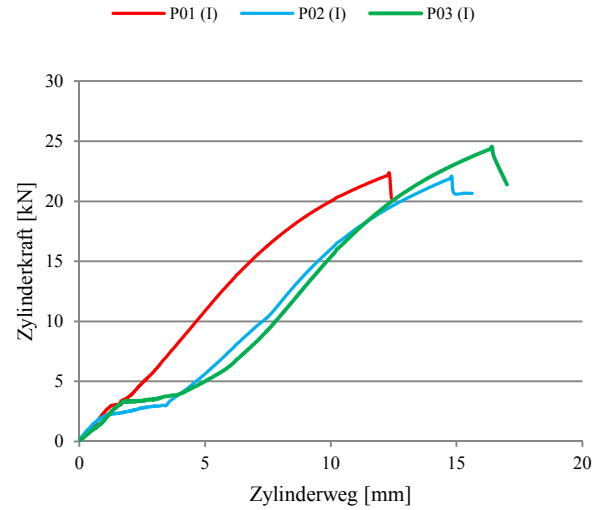


Abbildung A.9-2-6: Prüfserie NH-RS-100-10-12

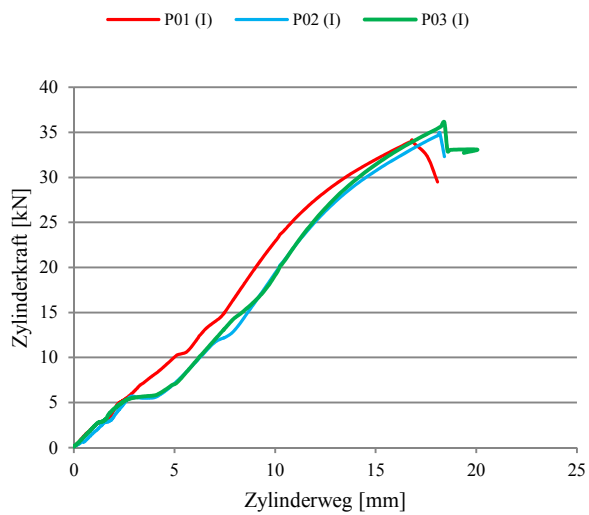


Abbildung A.9-2-7: Prüfserie NH-RS-100-10-20

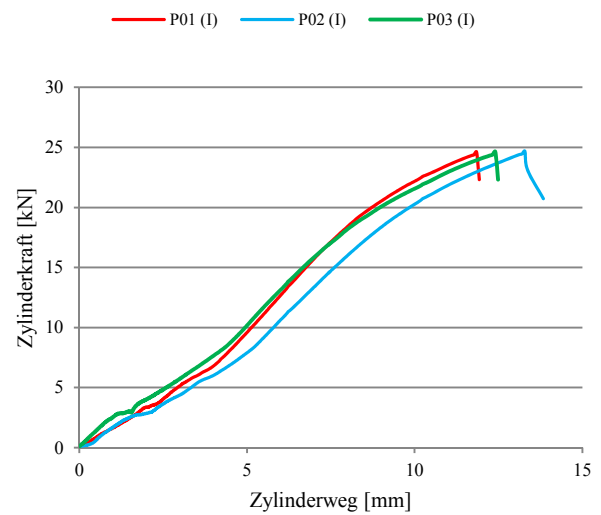


Abbildung A.9-2-8: Prüfserie NH-RS-160-10-12

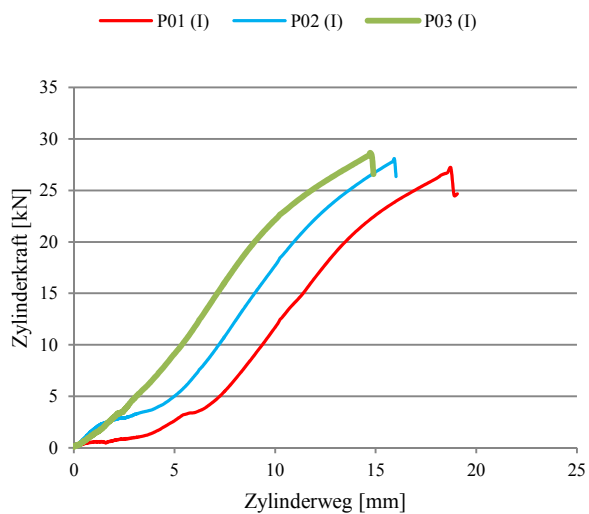


Abbildung A.9-2-9: Prüfserie NH-RS-160-10-16

A.10: Verhältniswert Φ für die Prüfserien

Tabelle A.10-1: Verhältniswert Φ für die Prüfsreihe NH-XT

[illegible]

[illegible]

[illegible]

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | Φ [-] | $\ln(\Phi)$ | m_y | s_y | n | k_n | $\Phi_{0,05}$ [-] |
|--------------------------|------------|----------------------------|---------------|-------------|--------------|--------------|------------|-------------|----------------------|
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| NH-XT-160-25-16P03 (I) | | 78,1 | 2,05 | 0,717 | | | | | |
| NH-XT-160-25-20P01 (I) | | 73,5 | 1,62 | 0,483 | | | | | |
| | P02 (I) | 79,6 | 1,76 | 0,563 | | | | | |
| | P03 (I) | 72,1 | 1,59 | 0,464 | 0,584 | 0,219 | 130 | 1,64 | 1,25 |
| NH-XT-15-8-8 | P02 (II) | 7,5 | 1,35 | 0,298 | | | | | |
| | P03 (II) | 7,3 | 1,31 | 0,271 | | | | | |
| NH-XT-25-6-8 | P03 (II) | 4,8 | 1,15 | 0,140 | | | | | |
| NH-XT-30-10-12 | P03 (II) | 13,2 | 1,30 | 0,259 | | | | | |
| NH-XT-30-10-20 | P03 (II) | 20,1 | 1,39 | 0,326 | | | | | |
| NH-XT-60-20-20 | P03 (II) | 43,2 | 1,49 | 0,398 | | | | | |
| NH-XT-60-25-12 | P02 (II) | 27,9 | 1,20 | 0,184 | | | | | |
| NH-XT-60-25-20 | P02 (II) | 50,3 | 1,39 | 0,327 | | | | | |
| NH-XT-60-25-20 | P03 (II) | 52,9 | 1,46 | 0,377 | | | | | |
| NH-XT-85-25-16 | P01 (II) | 37,4 | 1,29 | 0,257 | | | | | |
| NH-XT-85-25-18 | P01 (II) | 43,8 | 1,39 | 0,328 | | | | | |
| NH-XT-100-10-12P05 (II) | | 12,2 | 1,20 | 0,180 | | | | | |
| NH-XT-100-10-16P06 (II) | | 16,0 | 1,31 | 0,271 | | | | | |
| NH-XT-100-15-12P02 (II) | | 20,5 | 1,34 | 0,293 | 0,279 | 0,074 | 14 | 1,86 | 1,15 |
| NH-XT-15-6-6 | P03 (III) | 2,9 | 1,44 | 0,366 | | | | | |
| NH-XT-15-6-8 | P03 (III) | 3,2 | 1,28 | 0,245 | | | | | |
| NH-XT-25-6-6 | P03 (III) | 3,1 | 1,54 | 0,432 | | | | | |
| NH-XT-30-15-12 | P02 (III) | 12,5 | 1,36 | 0,310 | | | | | |
| | P03 (III) | 15,5 | 1,69 | 0,525 | | | | | |
| NH-XT-60-10-12 | P08 (III) | 9,2 | 1,50 | 0,408 | | | | | |
| NH-XT-60-10-12 | P09 (III) | 11,6 | 1,90 | 0,640 | | | | | |
| NH-XT-60-20-12 | P02 (III) | 22,1 | 1,81 | 0,592 | | | | | |
| | P03 (III) | 17,8 | 1,46 | 0,375 | | | | | |
| NH-XT-60-20-16 | P04 (III) | 23,4 | 1,60 | 0,469 | | | | | |
| | P05 (III) | 23,5 | 1,60 | 0,473 | | | | | |
| | P06 (III) | 24,3 | 1,66 | 0,507 | | | | | |
| NH-XT-60-25-12 | P03 (III) | 20,4 | 1,33 | 0,289 | | | | | |
| NH-XT-85-25-10 | P01 (III) | 15,7 | 1,23 | 0,210 | | | | | |
| NH-XT-100-15-12P03 (III) | | 11,9 | 1,30 | 0,260 | | | | | |
| NH-XT-160-15-12P03 (III) | | 13,6 | 1,48 | 0,394 | 0,406 | 0,125 | 16 | 1,82 | 1,20 |
| NH-XT-100-10-12P06 (IV) | | 8,3 | 3,26 | 1,181 | | | | | |
| NH-XT-100-25-12P02 (IV) | | 16,4 | 2,57 | 0,946 | | | | | |
| | P03 (IV) | 19,9 | 3,12 | 1,139 | 1,089 | 0,126 | 3 | 3,37 | 1,95 |

Tabelle A.10-2: Verhältniswert Φ für die Prüfsreihe NH-RS

| Prüfsreihe | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | Φ [-] | $\ln(\Phi)$ | m_y | s_y | n | k_n | $\Phi_{0,05}$ [-] |
|-----------------|------------|----------------------------|---------------|-------------|--------------|--------------|-----------|-------------|----------------------|
| NH-RS-30-10-12 | P01 (I) | 22,1 | 2,08 | 0,733 | 0,771 | 0,078 | 29 | 1,73 | 1,89 |
| | P02 (I) | 22,1 | 2,08 | 0,733 | | | | | |
| | P03 (I) | 21,2 | 2,00 | 0,692 | | | | | |
| NH-RS-30-10-16 | P01 (I) | 24,9 | 1,96 | 0,672 | | | | | |
| | P02 (I) | 21,3 | 1,68 | 0,516 | | | | | |
| | P03 (I) | 26,2 | 2,06 | 0,723 | | | | | |
| | P04 (I) | 27,6 | 2,17 | 0,775 | | | | | |
| | P05 (I) | 25,8 | 2,03 | 0,708 | | | | | |
| | P06 (I) | 26,5 | 2,08 | 0,735 | | | | | |
| NH-RS-30-10-20 | P01 (I) | 33,9 | 2,24 | 0,808 | | | | | |
| | P02 (I) | 31,9 | 2,11 | 0,747 | | | | | |
| | P03 (I) | 29,7 | 1,96 | 0,675 | | | | | |
| NH-RS-60-10-12 | P01 (I) | 20,0 | 2,29 | 0,830 | | | | | |
| | P02 (I) | 18,9 | 2,17 | 0,774 | | | | | |
| NH-RS-60-10-20 | P01 (I) | 32,6 | 2,16 | 0,769 | | | | | |
| | P02 (I) | 37,4 | 2,47 | 0,906 | | | | | |
| | P03 (I) | 35,2 | 2,33 | 0,845 | | | | | |
| NH-RS-100-10-12 | P01 (I) | 22,3 | 2,10 | 0,742 | | | | | |
| | P02 (I) | 22,1 | 2,08 | 0,733 | | | | | |
| | P03 (I) | 24,4 | 2,30 | 0,832 | | | | | |
| NH-RS-100-10-20 | P01 (I) | 34,2 | 2,26 | 0,816 | | | | | |
| | P02 (I) | 35,0 | 2,32 | 0,840 | | | | | |
| | P03 (I) | 36,1 | 2,39 | 0,871 | | | | | |
| NH-RS-160-10-12 | P01 (I) | 24,6 | 2,32 | 0,840 | | | | | |
| | P02 (I) | 24,7 | 2,33 | 0,844 | | | | | |
| | P03 (I) | 24,6 | 2,32 | 0,840 | | | | | |
| NH-RS-160-10-16 | P01 (I) | 27,2 | 2,14 | 0,761 | | | | | |
| | P02 (I) | 28,1 | 2,21 | 0,793 | | | | | |
| | P03 (I) | 28,7 | 2,26 | 0,814 | | | | | |

A.11: Lastverformungskurven der Prüfserien XT-10-12 mit zwei Bolzen

A.11-1: Lastverformungskurven der Prüfserien

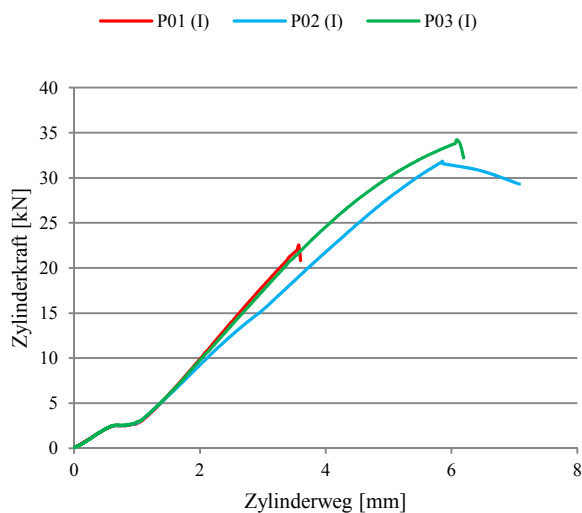


Abbildung A.11-1-1: Prüfserie 2R-XT-10-12-01

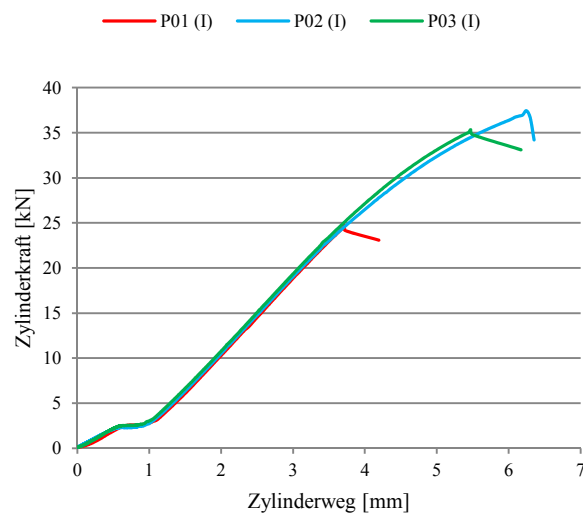


Abbildung A.11-1-2: Prüfserie 2R-XT-10-12-02

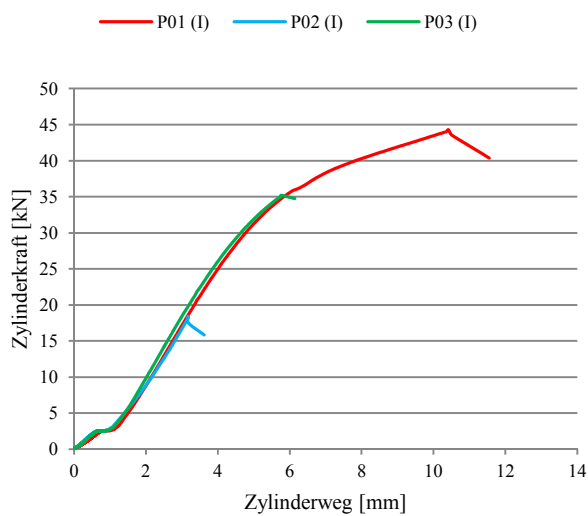


Abbildung A.11-1-3: Prüfserie 2R-XT-10-12-03

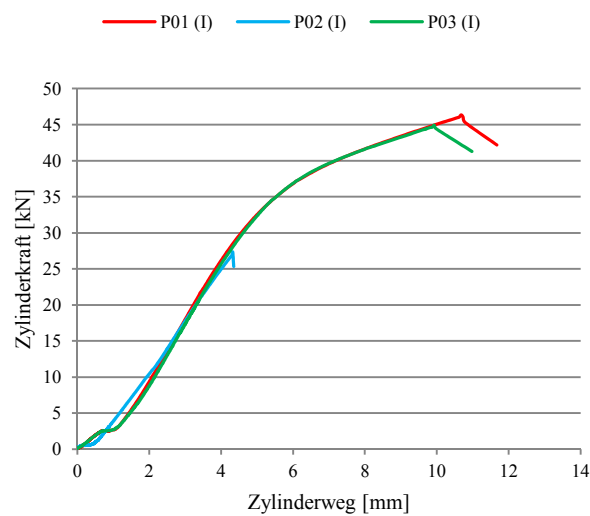


Abbildung A.11-1-4: Prüfserie 2R-XT-10-12-04

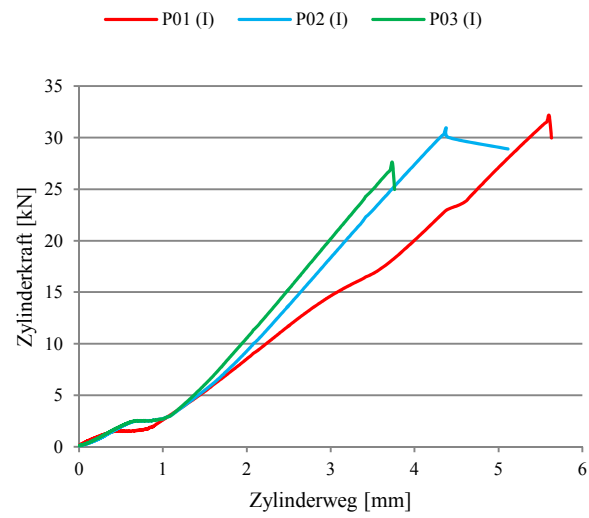


Abbildung A.11-1-5: Prüfserie 3R-XT-10-12-01

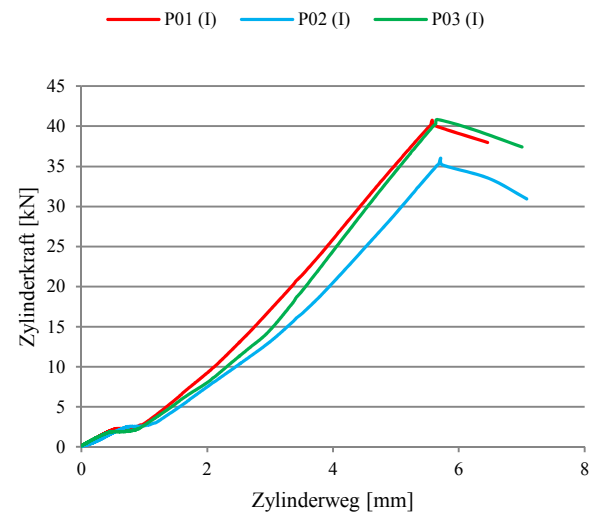


Abbildung A.11-1-6: Prüfserie 4R-XT-10-12-01

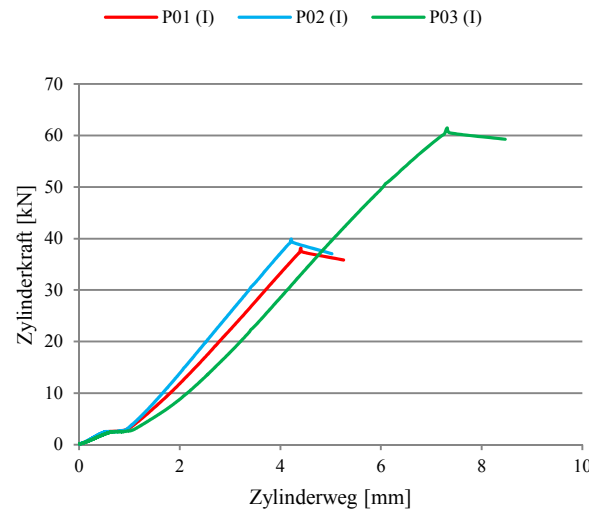


Abbildung A.11-1-7: Prüfserie 5R-XT-10-12-01

A.11-2: Normierte Beanspruchung σ^*_{Bruch} für die Prüfserie mit zwei Bolzen**Tabelle A.11-2: Normierte Beanspruchung σ^*_{Bruch}**

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ^*_{Bruch} | $\ln(\sigma^*_{\text{Bruch}})$ | m_y | s_y | n | k_n | $f^*_{t,k}$ 0,05 |
|----------------|------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------------|--------------|--------------|-----------|-------------|---------------------|
| 2R-XT-10-12-01 | P01 (I) | 22,5 | 2,037 | 0,711 | | | | | |
| | P02 (I) | 31,8 | 2,879 | 1,057 | | | | | |
| | P03 (I) | 34,2 | 3,096 | 1,130 | | | | | |
| 2R-XT-10-12-02 | P01 (I) | 24,7 | 2,125 | 0,754 | | | | | |
| | P02 (I) | 37,5 | 3,227 | 1,171 | | | | | |
| | P03 (I) | 35,3 | 3,037 | 1,111 | | | | | |
| 2R-XT-10-12-03 | P01 (I) | 44,3 | 3,742 | 1,320 | | | | | |
| | P02 (I) | 18,4 | 1,554 | 0,441 | | | | | |
| | P03 (I) | 35,2 | 2,974 | 1,090 | | | | | |
| 2R-XT-10-12-04 | P01 (I) | 46,3 | 3,911 | 1,364 | | | | | |
| | P02 (I) | 27,3 | 2,306 | 0,836 | | | | | |
| | P03 (I) | 44,9 | 3,793 | 1,333 | | | | | |
| 3R-XT-10-12-01 | P01 (I) | 32,1 | 2,427 | 0,887 | | | | | |
| | P02 (I) | 31,0 | 2,344 | 0,852 | | | | | |
| | P03 (I) | 27,6 | 2,087 | 0,736 | | | | | |
| 4R-XT-10-12-01 | P01 (I) | 40,7 | 3,009 | 1,102 | | | | | |
| | P02 (I) | 36,0 | 2,661 | 0,979 | | | | | |
| | P03 (I) | 40,8 | 3,016 | 1,104 | | | | | |
| 5R-XT-10-12-01 | P01 (I) | 38,2 | 2,824 | 1,038 | | | | | |
| | P02 (I) | 39,9 | 2,950 | 1,082 | | | | | |
| | P03 (I) | 61,5 | 4,546 | 1,514 | 1,029 | 0,253 | 21 | 1,76 | 1,79 |

A.12: Lastverformungskurven der Prüfserien mit mehreren Bolzen (Holz/PMMA)

A.12-1: Lastverformungskurven der Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA)

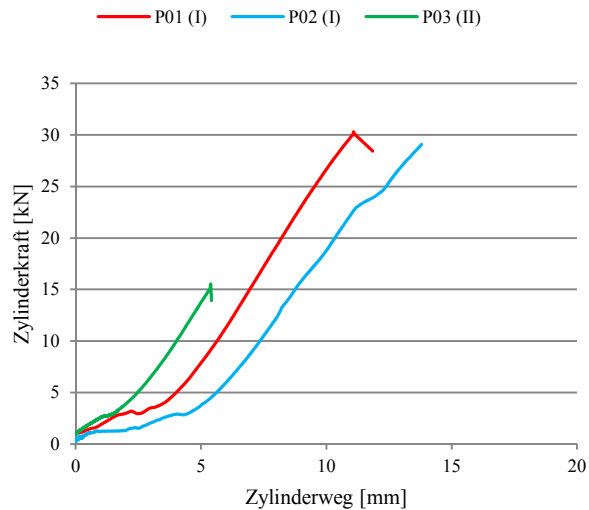


Abbildung A.12-1-1: Prüfserie 2R-NH-XT-30-10-12-01

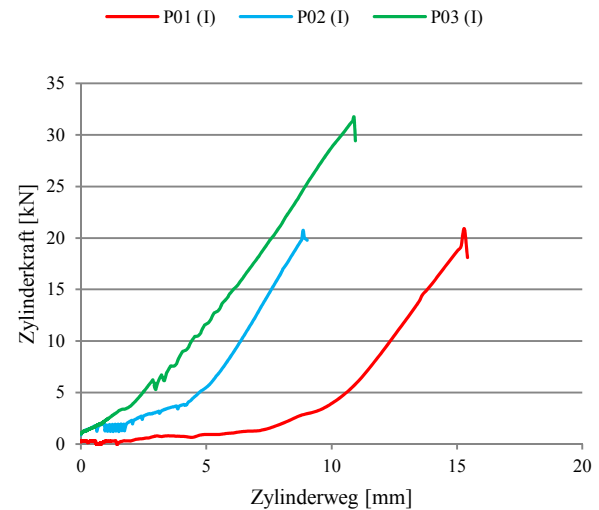


Abbildung A.12-1-2: Prüfserie 2R-NH-XT-40-10-12-01

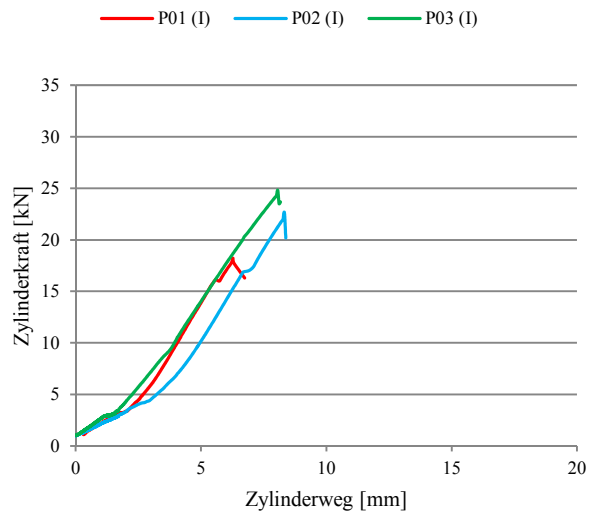


Abbildung A.12-1-3: Prüfserie 2R-NH-XT-60-10-12-01

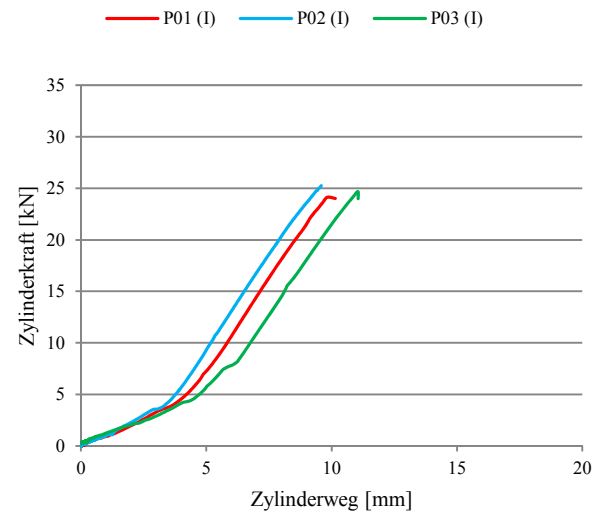


Abbildung A.12-1-4: Prüfserie 2R-NH-XT-60-10-12-02

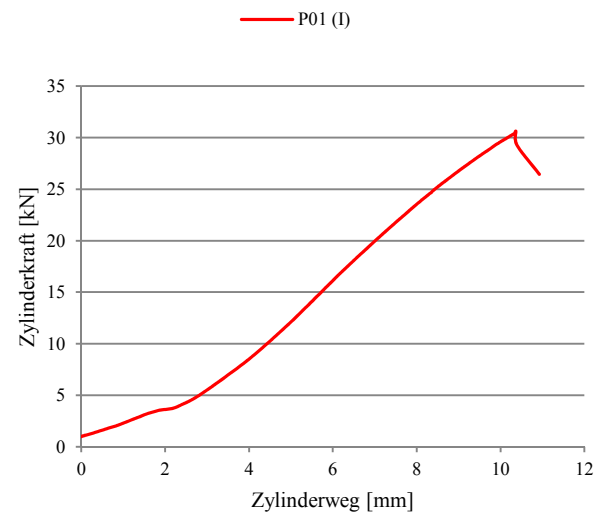
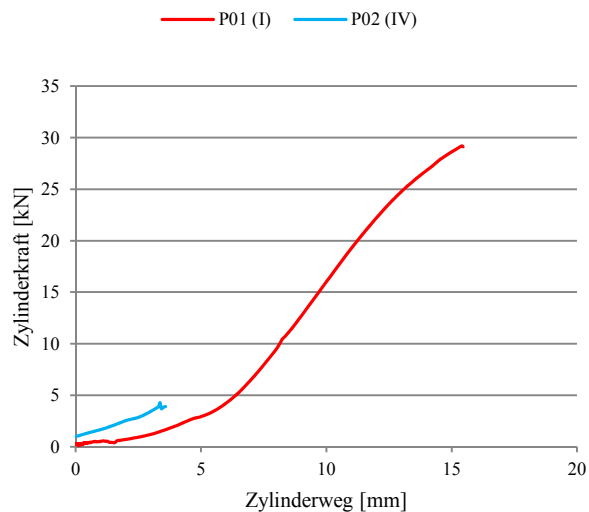


Abbildung A.12-1-5: Prüfserie 2R-NH-XT-60-10-12-03 Abbildung A.12-1-6: Prüfserie 2R-NH-XT-100-10-12-01

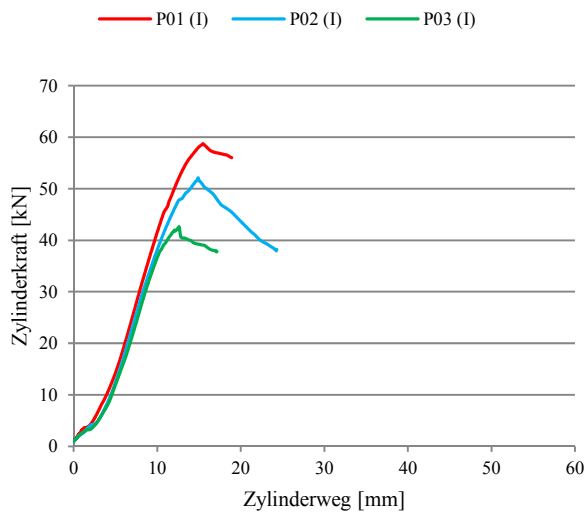
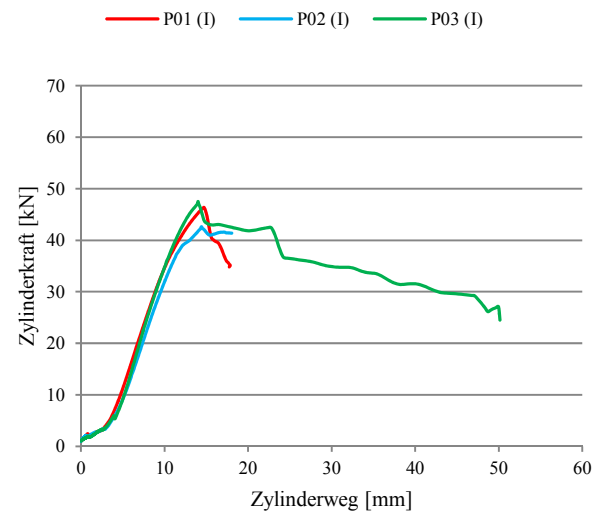
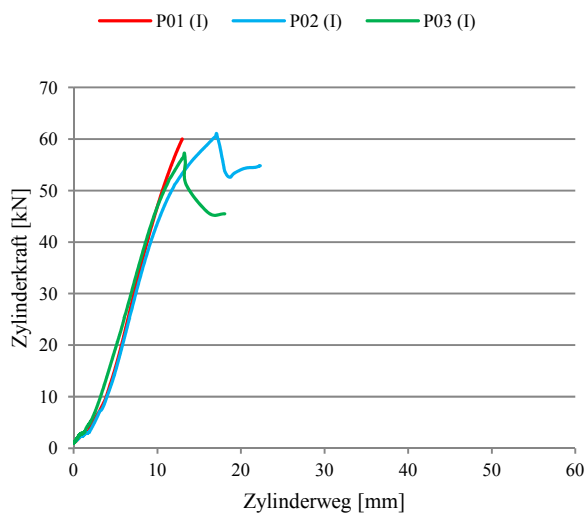
A.12-2: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten der Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA)

Tabelle A.12-2: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten

| Prüfserie | Datenreihe | Bolzen- güte | $2 \cdot R_{k,1}$ | $2 \cdot R_{k,2}$ | $2 \cdot R_{k,3}$ | $2 \cdot R_{k,4}$ | Versagensart |
|-----------------------|------------|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------|
| 2R-NH-XT-30-10-12-01 | P01 (I) | 4.6 | 10,04 | 26,72 | 20,52 | 28,35 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 10,04 | 26,72 | 20,52 | 28,35 | PMMA |
| | P03 (II) | 4.6 | 8,03 | 26,72 | 20,52 | 28,35 | PMMA |
| 2R-NH-XT-40-10-12-01 | P01 (I) | 4.6 | 10,04 | 33,70 | 20,98 | 26,81 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 10,04 | 33,70 | 20,98 | 26,81 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 10,04 | 33,70 | 20,98 | 26,81 | PMMA |
| 2R-NH-XT-60-10-12-01 | P01 (I) | 4.6 | 10,04 | 69,14 | 35,29 | 36,67 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 10,04 | 69,14 | 35,29 | 36,67 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 10,04 | 69,14 | 35,29 | 36,67 | PMMA |
| 2R-NH-XT-60-10-12-02 | P01 (I) | 4.6 | 10,04 | 58,14 | 29,67 | 30,84 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 10,04 | 58,14 | 29,67 | 30,84 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 10,04 | 58,14 | 29,67 | 30,84 | PMMA |
| 2R-NH-XT-60-10-12-03 | P01 (I) | 4.6 | 10,04 | 50,55 | 25,80 | 26,81 | PMMA |
| | P02 (IV) | 4.6 | 2,01 | 50,55 | 25,80 | 26,81 | PMMA |
| 2R-NH-XT-100-10-12-01 | P01 (I) | 4.6 | 10,04 | 89,08 | 40,05 | 28,35 | PMMA |

A.12-3: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA)**Tabelle A.12-3: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserie**

| Prüfserie | Datenreihe | Versagensart | Bruchlast F_{Bruch} [kN] | Erwartungswert $R_{k,1-4,\text{pred}}$ [-] | Φ [-] |
|-----------------------|------------|--------------|--------------------------------------|---|------------|
| 2R-NH-XT-30-10-12-01 | P01 (I) | PMMA | 30,3 | 10,04 | 2,41 |
| | P02 (I) | PMMA | 29,1 | 10,04 | 2,32 |
| | P03 (II) | PMMA | 15,5 | 8,03 | 1,54 |
| 2R-NH-XT-40-10-12-01 | P01 (I) | PMMA | 20,9 | 10,04 | 1,67 |
| | P02 (I) | PMMA | 20,7 | 10,04 | 1,65 |
| | P03 (I) | PMMA | 31,7 | 10,04 | 2,53 |
| 2R-NH-XT-60-10-12-01 | P01 (I) | PMMA | 18,2 | 10,04 | 1,45 |
| | P02 (I) | PMMA | 22,6 | 10,04 | 1,80 |
| | P03 (I) | PMMA | 24,8 | 10,04 | 1,98 |
| 2R-NH-XT-60-10-12-02 | P01 (I) | PMMA | 24,1 | 10,04 | 1,92 |
| | P02 (I) | PMMA | 25,3 | 10,04 | 2,02 |
| | P03 (I) | PMMA | 24,7 | 10,04 | 1,97 |
| 2R-NH-XT-60-10-12-03 | P01 (I) | PMMA | 29,2 | 10,04 | 2,33 |
| | P02 (IV) | PMMA | 4,3 | 2,01 | 1,71 |
| 2R-NH-XT-100-10-12-01 | P01 (I) | PMMA | 30,6 | 10,04 | 2,44 |

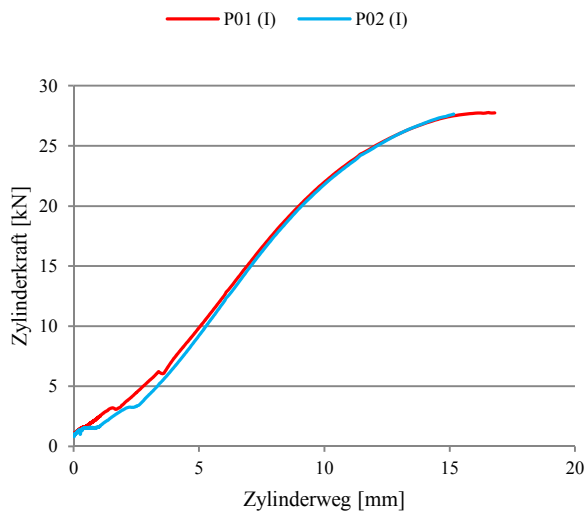
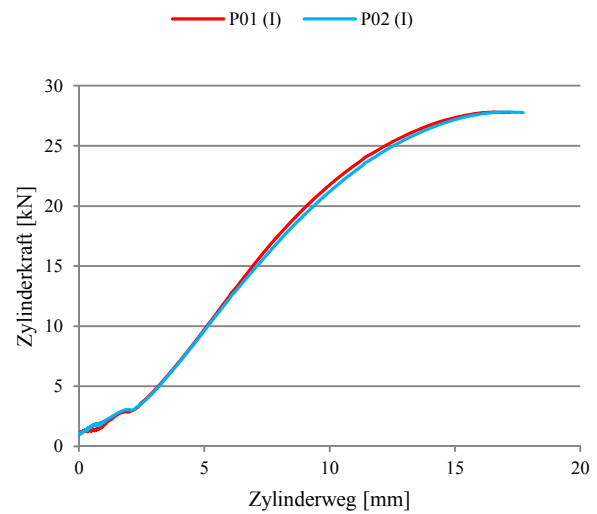
A.12-4: Lastverformungskurven der Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA)**Abbildung A.12-4-1: Prüfserie 2R-NH-XT-85-25-12-01****Abbildung A.12-4-2: Prüfserie 2R-NH-XT-85-25-12-02****Abbildung A.12-4-3: Prüfserie 2R-NH-XT-85-25-12-03**

A.12-5: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten für die Prüfserie 2R-NH-XT**Tabelle A.12-5: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten**

| Prüfserie | Datenreihe | Bolzen- güte | $2 \cdot R_{k,1}$ | $2 \cdot R_{k,2}$ | $2 \cdot R_{k,3}$ | $2 \cdot R_{k,4}$ | Versagensart |
|----------------------|------------|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------|
| 2R-NH-XT-85-25-12-01 | P01 (I) | 4.6 | 27,88 | 75,71 | 35,05 | 28,35 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 27,88 | 75,71 | 35,05 | 28,35 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 27,88 | 75,71 | 35,05 | 28,35 | PMMA |
| 2R-NH-XT-85-25-12-02 | P01 (I) | 4.6 | 27,88 | 82,36 | 38,13 | 30,84 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 27,88 | 82,36 | 38,13 | 30,84 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 27,88 | 82,36 | 38,13 | 30,84 | PMMA |
| 2R-NH-XT-85-25-12-03 | P01 (I) | 4.6 | 27,88 | 97,94 | 45,34 | 36,67 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 27,88 | 97,94 | 45,34 | 36,67 | PMMA |
| | P03 (I) | 4.6 | 27,88 | 97,94 | 45,34 | 36,67 | PMMA |

A.12-6: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserie 2R-NH-XT**Tabelle A.12-6: Mess- und Berechnungsergebnisse**

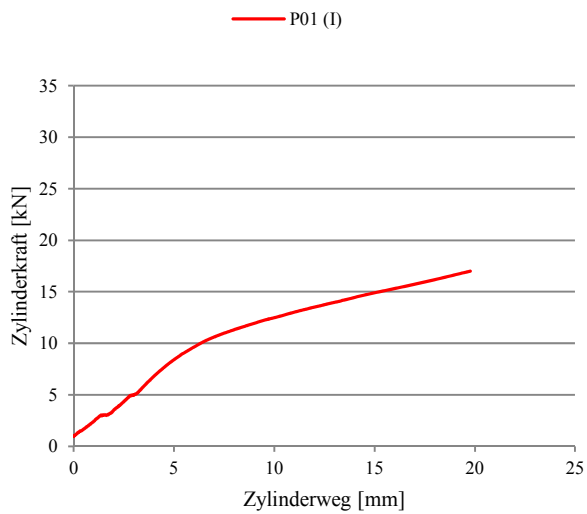
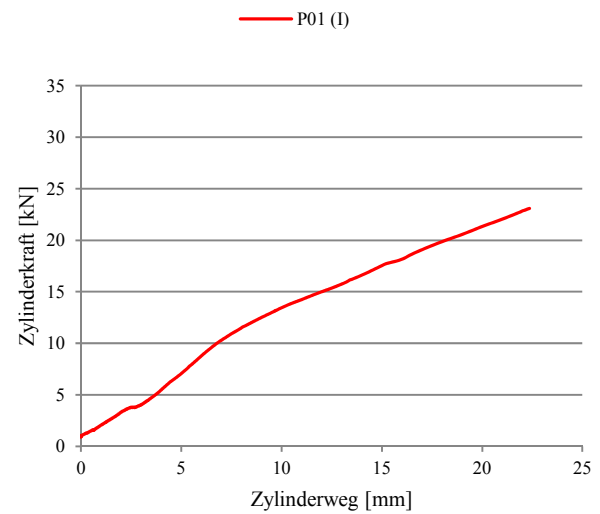
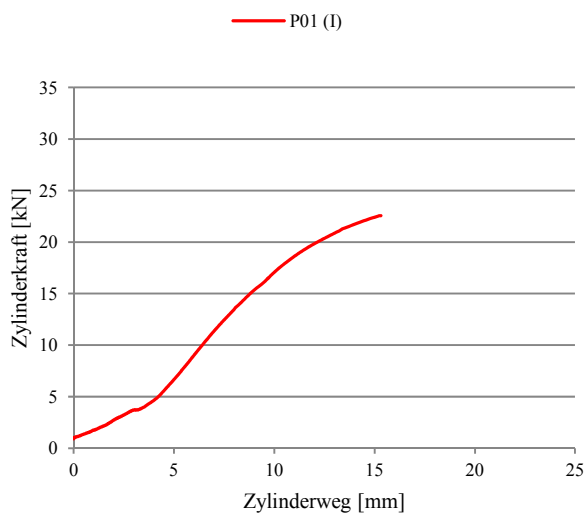
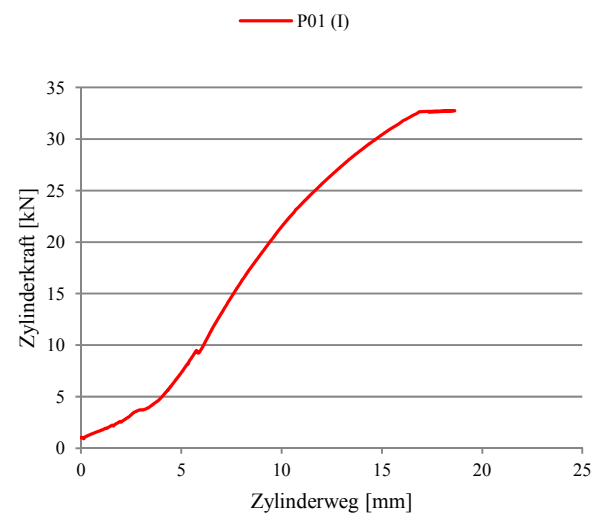
| Prüfserie | Datenreihe | Versagensart | Bruchlast F_{Bruch} [kN] | Erwartungswert $R_{k,1-4,\text{pred}}$ [-] | Φ [-] |
|----------------------|------------|--------------|--------------------------------------|---|------------|
| 2R-NH-XT-85-25-12-01 | P01 (I) | PMMA | 58,7 | 34,85 | 1,68 |
| | P02 (I) | PMMA | 52,1 | 34,85 | 1,49 |
| | P03 (I) | PMMA | 42,6 | 34,85 | 1,22 |
| 2R-NH-XT-85-25-12-02 | P01 (I) | PMMA | 46,4 | 34,85 | 1,33 |
| | P02 (I) | PMMA | 42,6 | 34,85 | 1,22 |
| | P03 (I) | PMMA | 47,5 | 34,85 | 1,36 |
| 2R-NH-XT-85-25-12-03 | P01 (I) | PMMA | 60,0 | 34,85 | 1,72 |
| | P02 (I) | PMMA | 61,1 | 34,85 | 1,75 |
| | P03 (I) | PMMA | 57,3 | 34,85 | 1,64 |

A.12-7: Lastverformungskurven der Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA)**Abbildung A.12-7-1: Prüfserie 2R-NH-RS-60-10-12-01****Abbildung A.12-7-2: Prüfserie 2R-NH-RS-60-10-12-02****A.12-8: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten für die Prüfserie 2R-NH-RS****Tabelle A.12-8: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten**

| Prüfserie | Datenreihe | Bolzen- güte | $2 \cdot R_{k,1}$ | $2 \cdot R_{k,2}$ | $2 \cdot R_{k,3}$ | $2 \cdot R_{k,4}$ | Versagensart |
|----------------------|------------|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------|
| 2R-NH-RS-60-10-12-01 | P01 (I) | 4.6 | 9,29 | 50,55 | 25,80 | 26,81 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 9,29 | 50,55 | 25,80 | 26,81 | PMMA |
| 2R-NH-RS-60-10-12-01 | P01 (I) | 4.6 | 9,29 | 69,14 | 35,29 | 36,67 | PMMA |
| | P02 (I) | 4.6 | 9,29 | 69,14 | 35,29 | 36,67 | PMMA |

A.12-9: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserie 2R-NH-RS**Tabelle A.12-9: Mess- und Berechnungsergebnisse**

| Prüfserie | Datenreihe | Versagensart | Bruchlast F_{Bruch} [kN] | Erwartungswert $R_{k,1-4,\text{pred}}$ [-] | Φ [-] |
|----------------------|------------|--------------|--------------------------------------|---|------------|
| 2R-NH-RS-60-10-12-01 | P01 (I) | PMMA | 27,8 | 11,62 | 2,39 |
| | P02 (I) | PMMA | 27,6 | 11,62 | 2,38 |
| 2R-NH-RS-60-10-12-01 | P01 (I) | PMMA | 27,8 | 11,62 | 2,39 |
| | P02 (I) | PMMA | 27,8 | 11,62 | 2,39 |

A.12-10: Lastverformungskurven der Prüfserien mit zwei Bolzen (Holz/PMMA)**Abbildung A.12-10-1: Prüfserie 2R-NH-XT-85-10-5****Abbildung A.12-10-2: Prüfserie 2R-NH-XT-85-10-6****Abbildung A.12-10-3: Prüfserie 2R-NH-XT-85-10-8****Abbildung A.12-10-4: Prüfserie 2R-NH-XT-85-10-10**

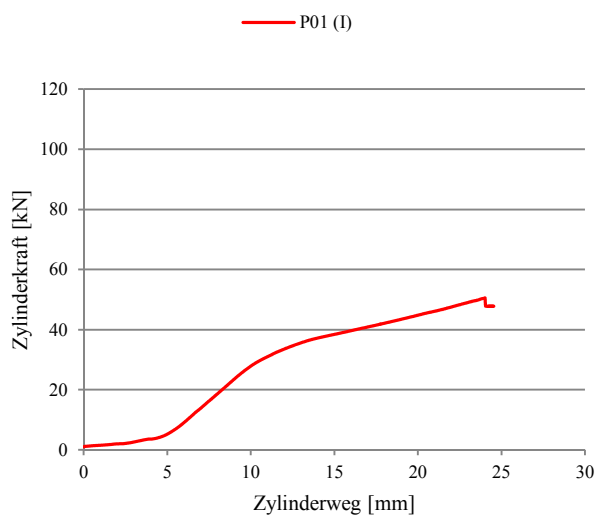


Abbildung A.12-10-5: Prüfserie 2R-NH-XT-85-25-10

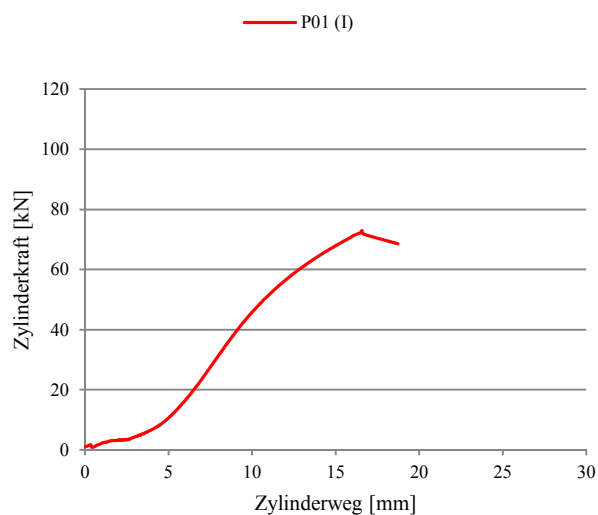


Abbildung A.12-10-6: Prüfserie 2R-NH-XT-85-25-16

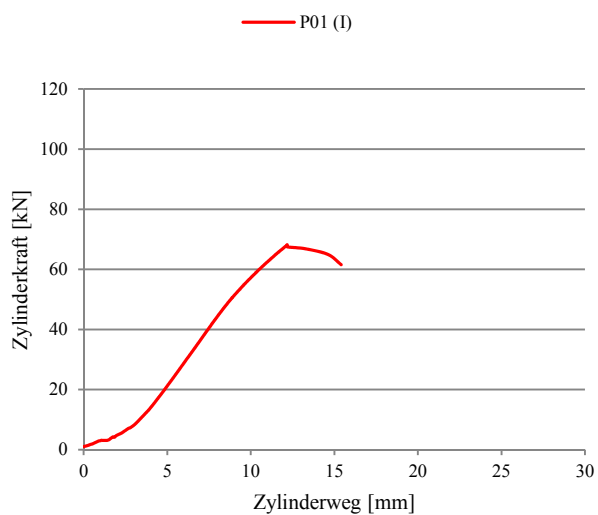


Abbildung A.12-10-7: Prüfserie 2R-NH-XT-85-25-18

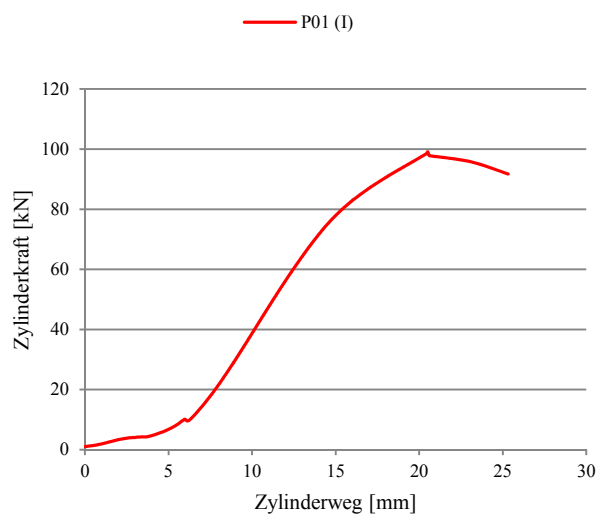


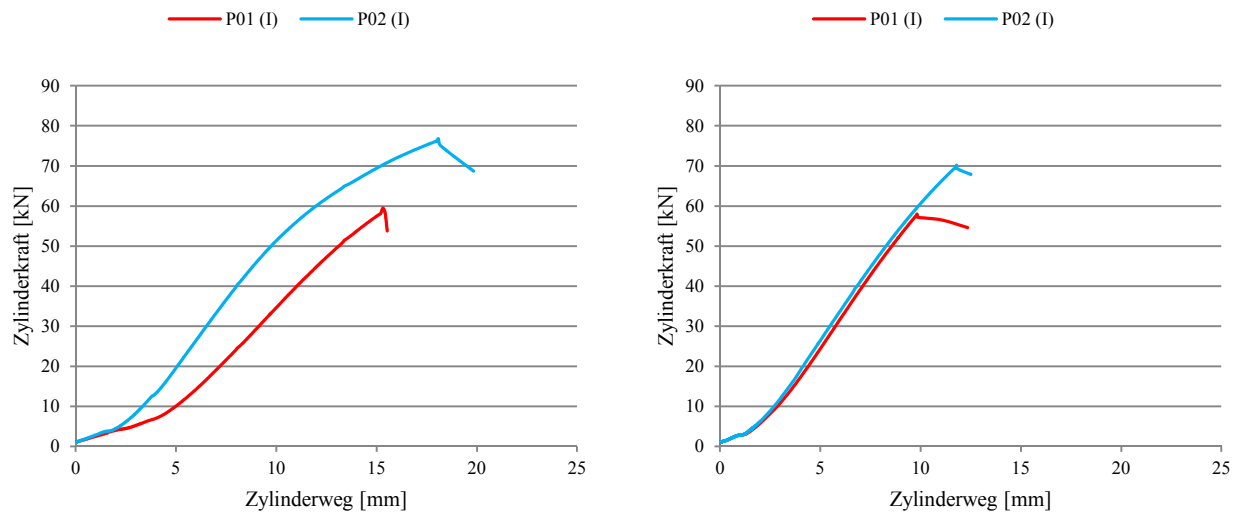
Abbildung A.12-10-8: Prüfserie 2R-NH-XT-85-25-20

A.12-11: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten für die Prüfserie 2R-NH-XT**Tabelle A.12-11: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten**

| Prüfserie | Datenreihe | Bolzen- güte | $2 \cdot R_{k,1}$ | $2 \cdot R_{k,2}$ | $2 \cdot R_{k,3}$ | $2 \cdot R_{k,4}$ | Versagensart |
|-------------------|------------|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------|
| 2R-NH-XT-85-10-5 | P01 (I) | 4.6 | 6,73 | 46,35 | 19,72 | 8,29 | PMMA |
| 2R-NH-XT-85-10-6 | P01 (I) | 4.6 | 7,64 | 55,04 | 23,63 | 11,45 | PMMA |
| 2R-NH-XT-85-10-8 | P01 (I) | 4.6 | 8,86 | 69,45 | 30,47 | 18,39 | PMMA |
| 2R-NH-XT-85-10-10 | P01 (I) | 4.6 | 10,29 | 80,32 | 36,14 | 25,70 | PMMA |
| 2R-NH-XT-85-25-10 | P01 (I) | 4.6 | 32,87 | 80,32 | 36,14 | 25,70 | Bolzen 2 |
| 2R-NH-XT-85-25-16 | P01 (I) | 4.6 | 40,57 | 106,64 | 52,71 | 51,45 | PMMA |
| 2R-NH-XT-85-25-18 | P01 (I) | 4.6 | 44,00 | 113,72 | 58,29 | 61,01 | PMMA |
| 2R-NH-XT-85-25-20 | P01 (I) | 4.6 | 47,24 | 120,07 | 63,96 | 70,95 | PMMA |

A.12-12: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserie 2R-NH-XT**Tabelle A.12-12: Mess- und Berechnungsergebnisse für die Prüfserie 2R-NH-XT**

| Prüfserie | Datenreihe | Versagensart | Bruchlast F_{Bruch} [kN] | Erwartungswert $R_{k,1-4,pred}$ [-] | Φ [-] |
|-------------------|------------|--------------|-------------------------------|--|------------|
| 2R-NH-XT-85-10-5 | P01 (I) | PMMA | 17,0 | 8,42 | 2,02 |
| 2R-NH-XT-85-10-6 | P01 (I) | PMMA | 23,1 | 9,55 | 2,42 |
| 2R-NH-XT-85-10-8 | P01 (I) | PMMA | 22,6 | 11,08 | 2,04 |
| 2R-NH-XT-85-10-10 | P01 (I) | PMMA | 32,8 | 12,86 | 2,55 |
| 2R-NH-XT-85-25-10 | P01 (I) | Bolzen 2 | 50,5 | 32,13 | 1,57 |
| 2R-NH-XT-85-25-16 | P01 (I) | PMMA | 72,9 | 50,71 | 1,44 |
| 2R-NH-XT-85-25-18 | P01 (I) | PMMA | 68,2 | 55,01 | 1,24 |
| 2R-NH-XT-85-25-20 | P01 (I) | PMMA | 99,1 | 59,05 | 1,68 |

A.12-13: Lastverformungskurven der Prüfserien mit mehreren Bolzen (Holz/PMMA)**Abbildung A.12-13-1: Prüfserie 3R-NH-XT-85-25-12-01** **Abbildung A.12-13-2: Prüfserie 4R-NH-XT-85-25-12-01****A.12-14: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten mit mehreren Bolzen (Holz/PMMA)****Tabelle A.12-14: Erwartungswerte der Tragfähigkeiten**

| Prüfserie | Datenreihe | Bolzen- güte | $2 \cdot R_{k,1}$ | $2 \cdot R_{k,2}$ | $2 \cdot R_{k,3}$ | $2 \cdot R_{k,4}$ | Versagensart |
|----------------------|------------|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------|
| 3R-NH-XT-85-25-12-01 | P01 (I) | 4.6 | 31,36 | 118,63 | 54,92 | 44,42 | Bolzen 2 |
| | P02 (I) | 4.6 | 31,36 | 118,63 | 54,92 | 44,42 | Bolzen 2 |
| 4R-NH-XT-85-25-12-01 | P01 (I) | 4.6 | 33,44 | 153,69 | 71,15 | 57,54 | Bolzen 2 |
| | P02 (I) | 4.6 | 33,44 | 153,69 | 71,15 | 57,54 | Bolzen 2 |

A.12-15: Mess- und Berechnungsergebnisse mit mehreren Bolzen**Tabelle A.12-15: Mess- und Berechnungsergebnisse**

| Prüfserie | Datenreihe | Versagensart | Bruchlast F_{Bruch} [kN] | Erwartungswert $R_{k,1-4,\text{pred}}$ [-] | Φ [-] |
|----------------------|------------|--------------|--------------------------------------|---|------------|
| 3R-NH-XT-85-25-12-01 | P01 (I) | Bolzen 2 | 59,4 | 39,20 | 1,52 |
| | P02 (I) | Bolzen 2 | 76,7 | 39,20 | 1,96 |
| 4R-NH-XT-85-25-12-01 | P01 (I) | Bolzen 2 | 58,0 | 41,80 | 1,39 |
| | P02 (I) | Bolzen 2 | 70,2 | 41,80 | 1,68 |

A.13: Lastverformungskurven der Prüfserien (Randabstand)

A.13-1: Lastverformungskurven der Prüfserien XT

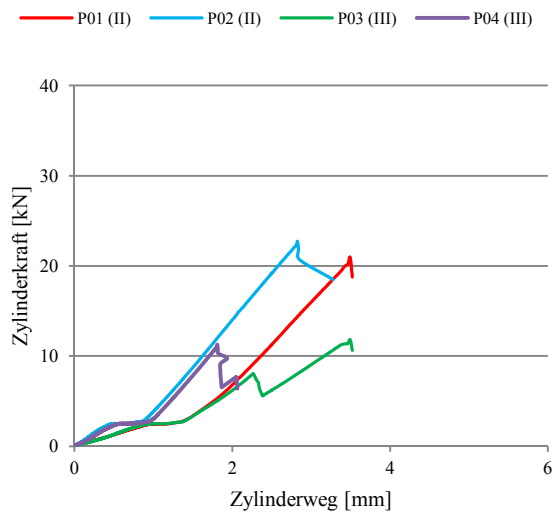


Abbildung A.13-1-1: Prüfserie XT-20-20-10

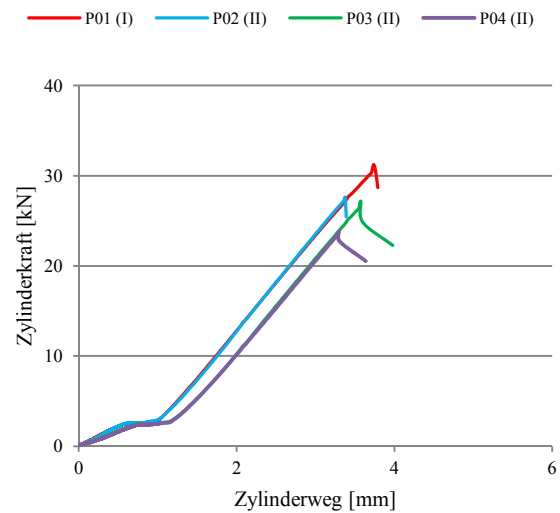


Abbildung A.13-1-2: Prüfserie XT-20-20-11

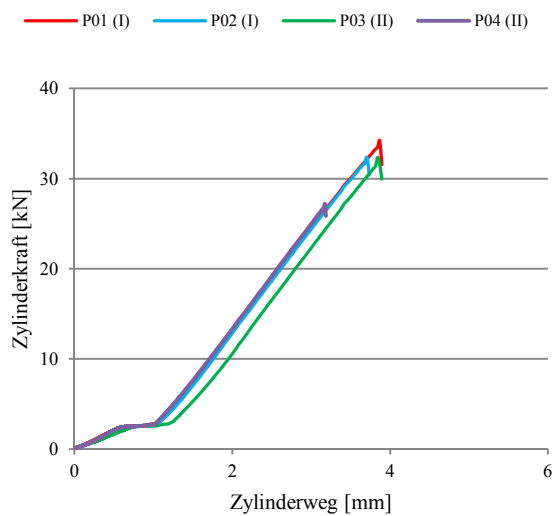


Abbildung A.13-1-3: Prüfserie XT-20-20-12

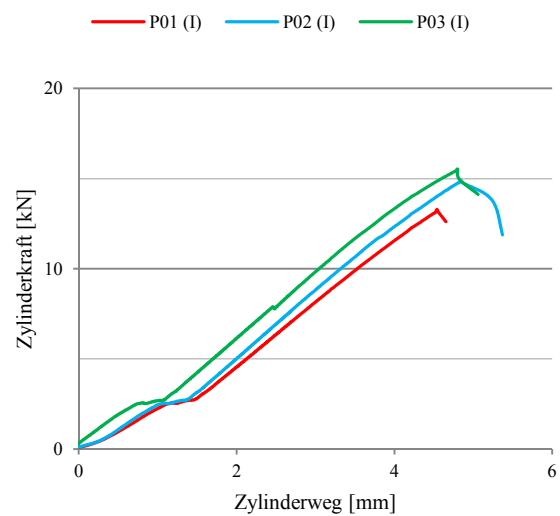


Abbildung A.13-1-3: Prüfserie XT-10-12-04

A.13-2: Lastverformungskurven der Prüfserien RS

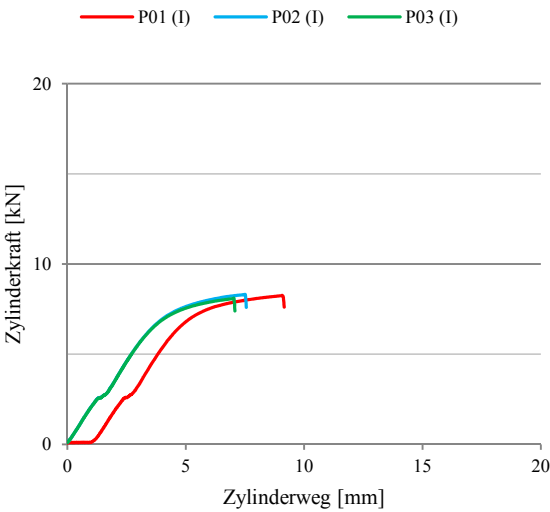


Abbildung A.13-2-1: Prüfserie RS-10-12-04

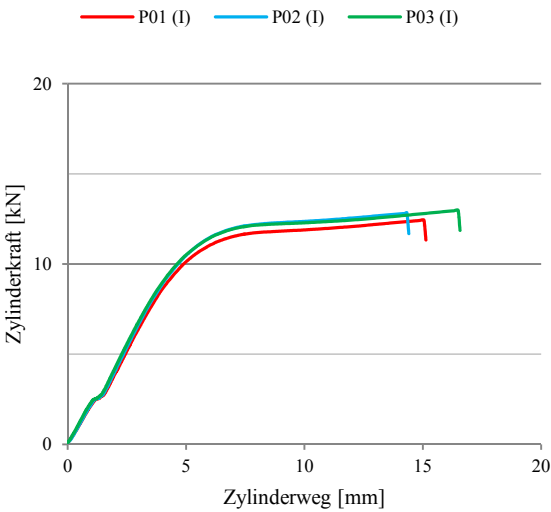


Abbildung A.13-2-2: Prüfserie RS-10-12-05

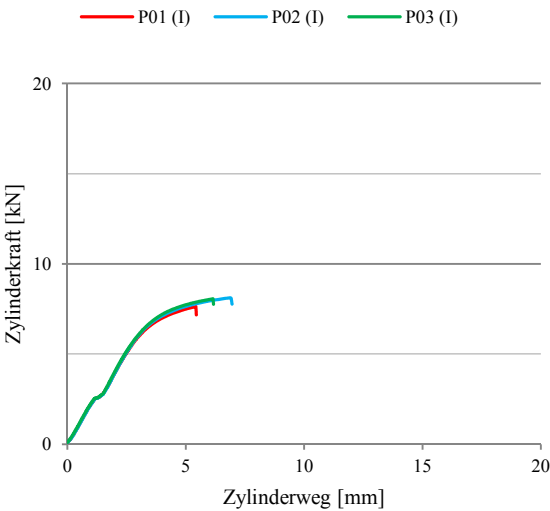


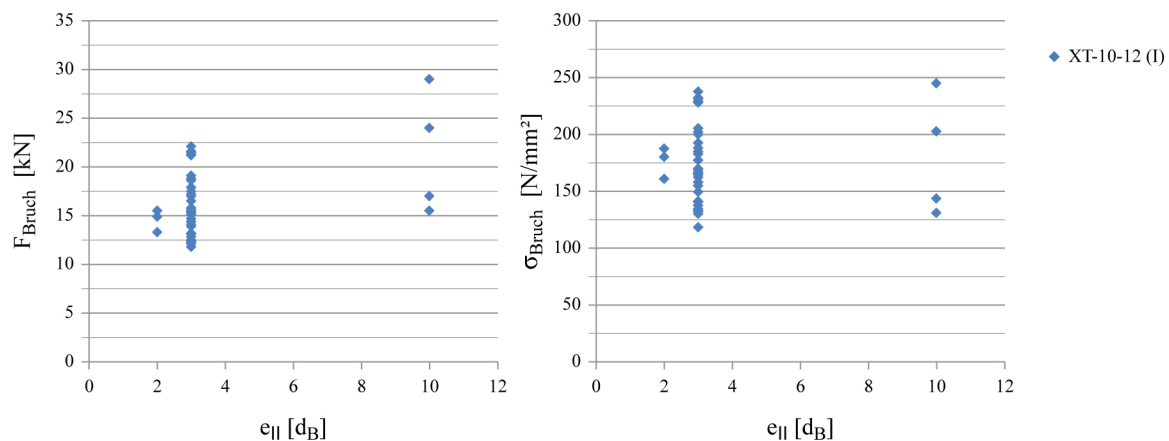
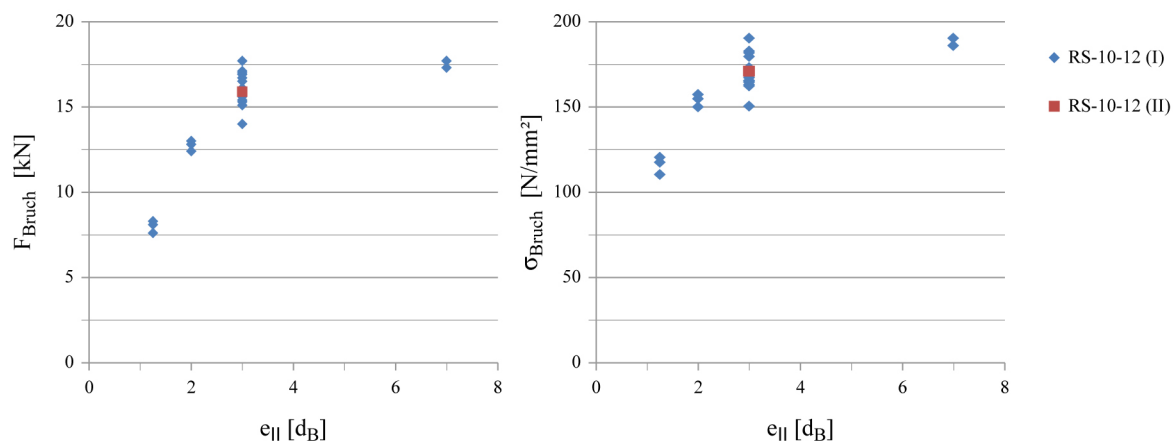
Abbildung A.13-2-3: Prüfserie RS-10-12-06

A.13-3: Bruchspannungen σ_{Bruch} für die Prüfserien XT**Tabelle A.13-3: Bruchspannungen σ_{Bruch}**

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ_{Bruch} |
|-------------|------------|----------------------------|-------------------------|
| XT-20-20-10 | P01 (II) | 21,0 | 86,329 |
| | P02 (II) | 23,0 | 94,550 |
| | P03 (III) | 12,0 | 49,331 |
| | P04 (III) | 11,0 | 45,220 |
| XT-20-20-11 | P01 (I) | 31,0 | 114,914 |
| | P02 (II) | 28,0 | 103,793 |
| | P03 (II) | 27,0 | 100,086 |
| | P04 (II) | 24,0 | 88,965 |
| XT-20-20-12 | P01 (I) | 34,0 | 117,793 |
| | P02 (I) | 32,0 | 110,864 |
| | P03 (II) | 32,0 | 110,864 |
| | P04 (II) | 27,0 | 93,542 |
| XT-10-12-04 | P01 (I) | 13,3 | 160,936 |
| | P02 (I) | 14,9 | 180,296 |
| | P03 (I) | 15,5 | 187,557 |

A.13-4: Bruchspannungen σ_{Bruch} für die Prüfserien RS**Tabelle A.13-4: Bruchspannungen σ_{Bruch}**

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ_{Bruch} |
|-------------|------------|----------------------------|-------------------------|
| RS-10-12-04 | P01 (I) | 8,3 | 120,552 |
| | P02 (I) | 8,3 | 120,552 |
| | P03 (I) | 8,1 | 117,647 |
| RS-10-12-05 | P01 (I) | 12,4 | 150,045 |
| | P02 (I) | 12,8 | 154,885 |
| | P03 (I) | 13,0 | 157,306 |
| RS-10-12-06 | P01 (I) | 7,6 | 110,385 |
| | P02 (I) | 8,1 | 117,647 |
| | P03 (I) | 18,1 | 117,647 |

A.13-5: Serie XT-10-12 für unterschiedliche Randabstände parallel zur Krafrichtung**Abbildung A.13-5: Prüfserie XT-10-12****A.13-6: Serie RS-10-12 für unterschiedliche Randabstände parallel zur Krafrichtung****Abbildung A.13-6: Prüfserie RS-10-12**

A.14: Lastverformungskurven der Prüfserien (Randabstand)

A.14-1: Lastverformungskurven der Prüfserien XT

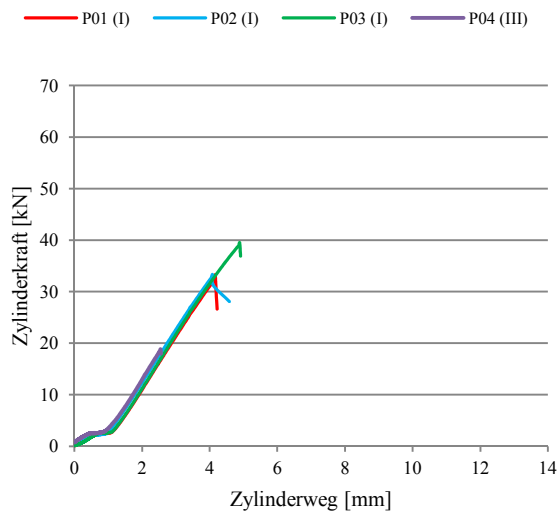


Abbildung A.14-1-1: Prüfserie XT-20-20-13

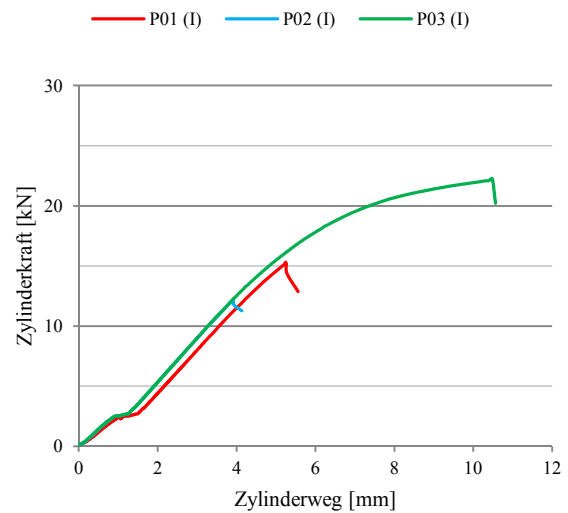


Abbildung A.14-1-2: Prüfserie XT-10-12-05

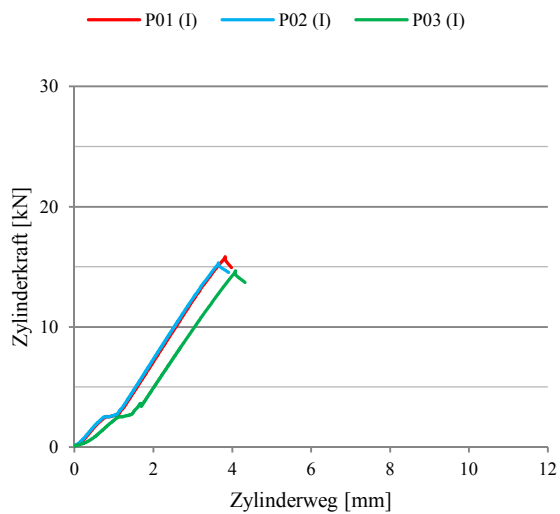


Abbildung A.14-1-3: Prüfserie XT-10-12-06

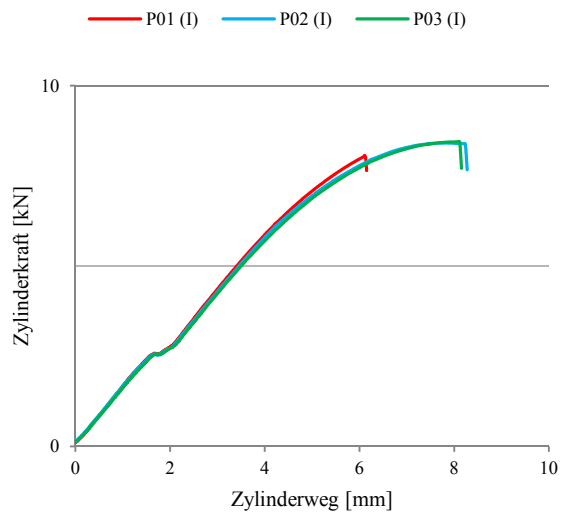
A.14-2: Lastverformungskurven der Prüfserien RS

Abbildung A.14-2-1: Prüfserie RS-10-12-07-

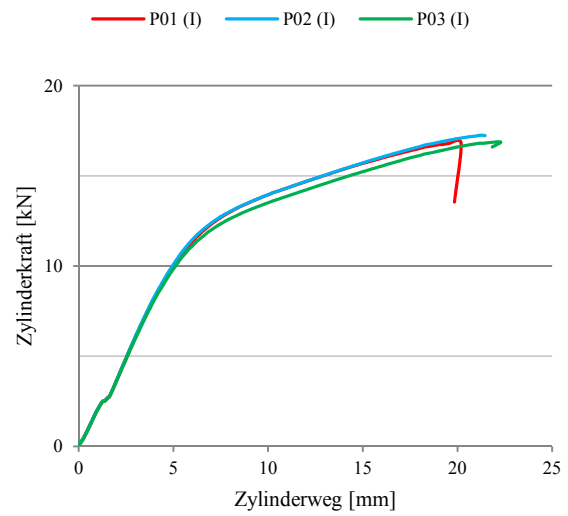


Abbildung A.14-2-2: Prüfserie RS-10-12-08

A.14-3: Bruchspannungen σ_{Bruch} für die Prüfserien XT**Tabelle A.14-3: Bruchspannungen σ_{Bruch}**

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ_{Bruch} |
|-------------|------------|----------------------------|-------------------------|
| XT-20-20-13 | P01 (I) | 33,0 | 122,328 |
| | P02 (I) | 33,0 | 122,328 |
| | P03 (I) | 39,0 | 144,569 |
| | P04 (III) | 17,0 | 63,017 |
| XT-10-12-05 | P01 (I) | 15,3 | 185,137 |
| | P02 (I) | 12,3 | 148,835 |
| | P03 (I) | 22,2 | 268,629 |
| XT-10-12-06 | P01 (I) | 15,8 | 169,910 |
| | P02 (I) | 15,3 | 164,533 |
| | P03 (I) | 14,7 | 158,081 |

A.14-4: Bruchspannungen σ_{Bruch} für die Prüfserien RS

Tabelle A.14-4: Bruchspannungen σ_{Bruch}

| Prüfserie | Datenreihe | F_{Bruch} [kN] | σ_{Bruch} |
|-------------|------------|----------------------------|-------------------------|
| RS-10-12-07 | P01 (I) | 8,1 | 117,647 |
| | P02 (I) | 8,4 | 122,005 |
| | P03 (I) | 8,4 | 122,005 |
| RS-10-12-08 | P01 (I) | 16,8 | 203,287 |
| | P02 (I) | 17,3 | 209,337 |
| | P03 (I) | 16,9 | 204,497 |

A.14-5: Serie XT-10-12 für unterschiedliche Randabstände senkrecht zur Kraftrichtung

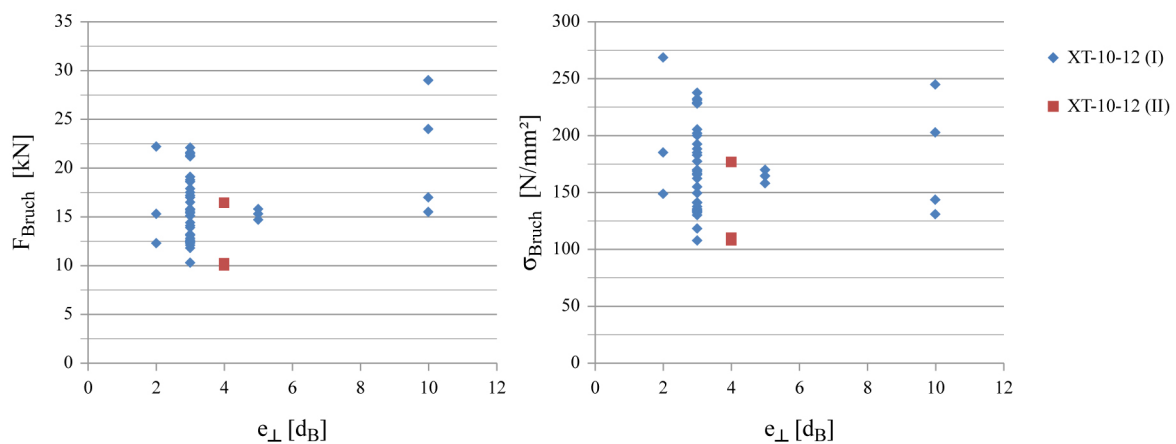


Abbildung A.14-5: Prüfserie XT-10-12

A.14-6: Serie RS-10-12 für unterschiedliche Randabstände senkrecht zur Kraftrichtung

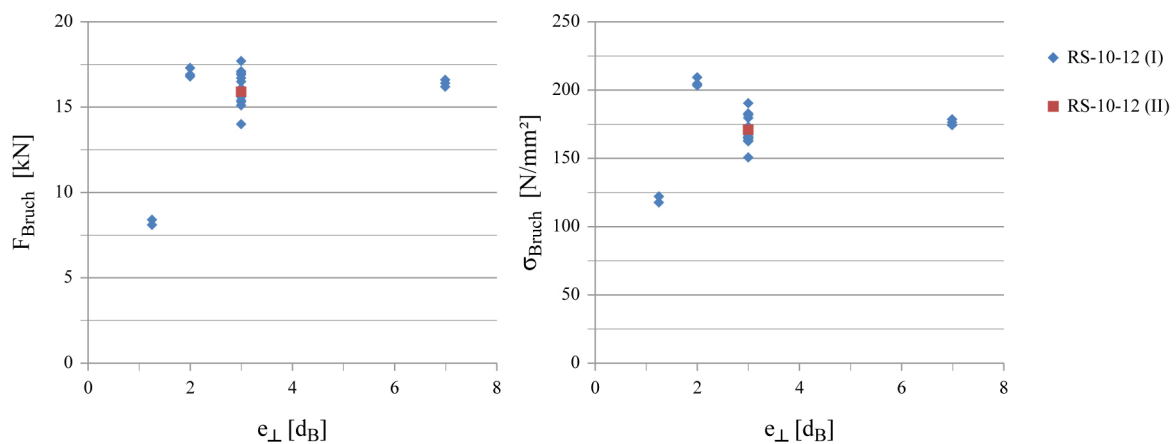


Abbildung A.14-6: Prüfserie RS-10-12

A.15: Spannungsverteilung an 2 hintereinander liegenden Löchern (FEM)

A.15-1: Spannungen an den beiden Lochrändern für $B = 8 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$

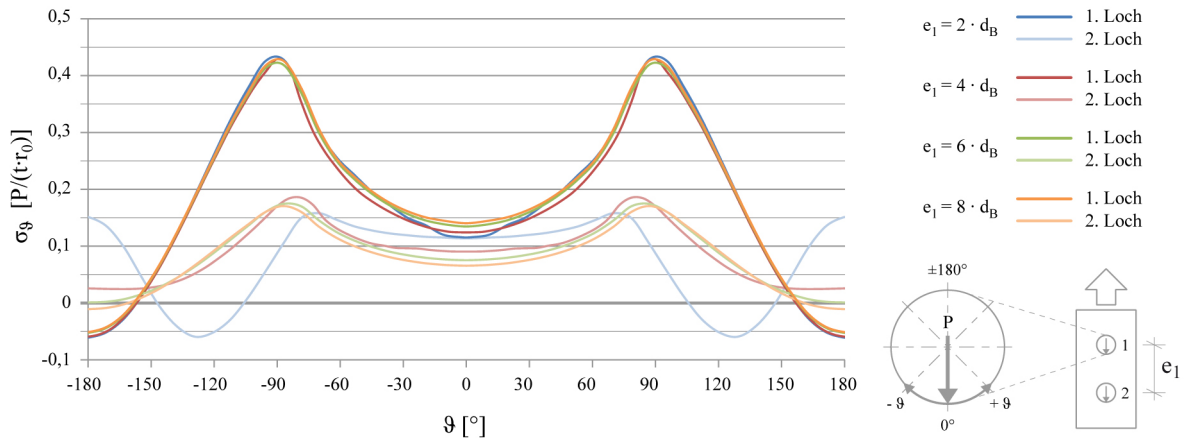


Abbildung A.15-1-1: Tangentialspannungen an den beiden Lochrändern für $B = 8 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$

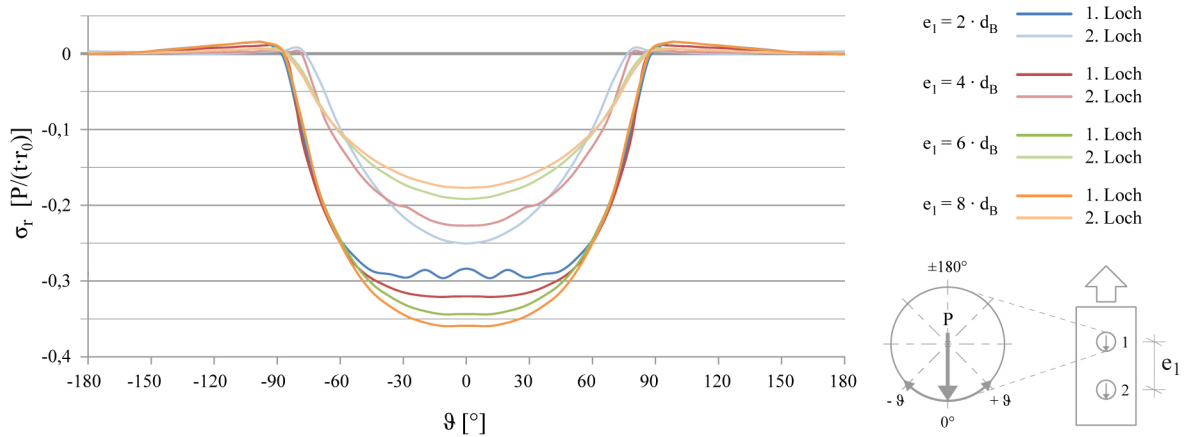


Abbildung A.15-1-2: Radialspannungen an den beiden Lochrändern für $B = 8 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$

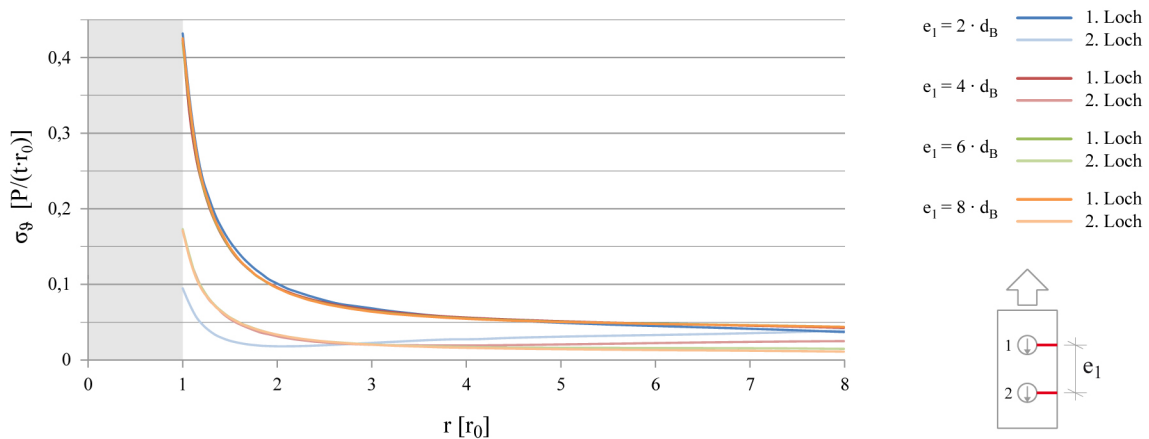
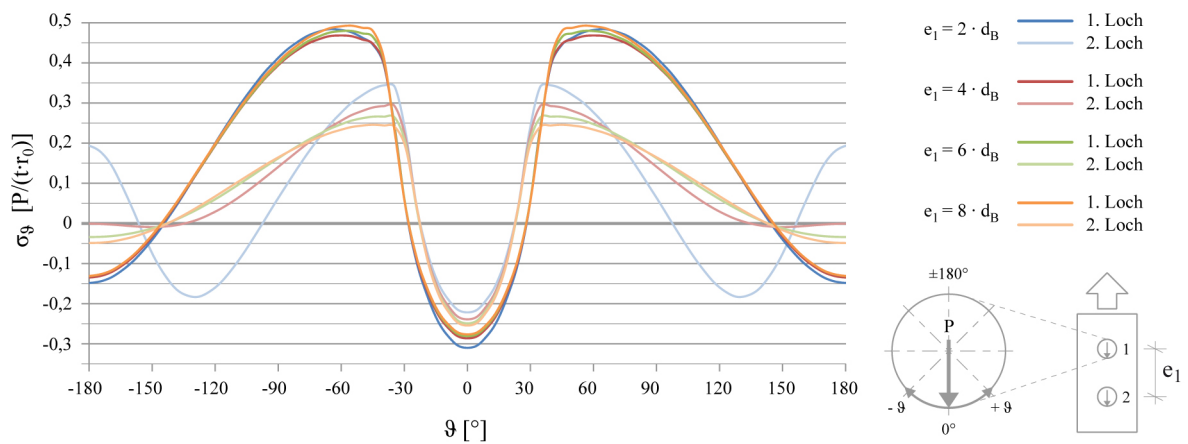
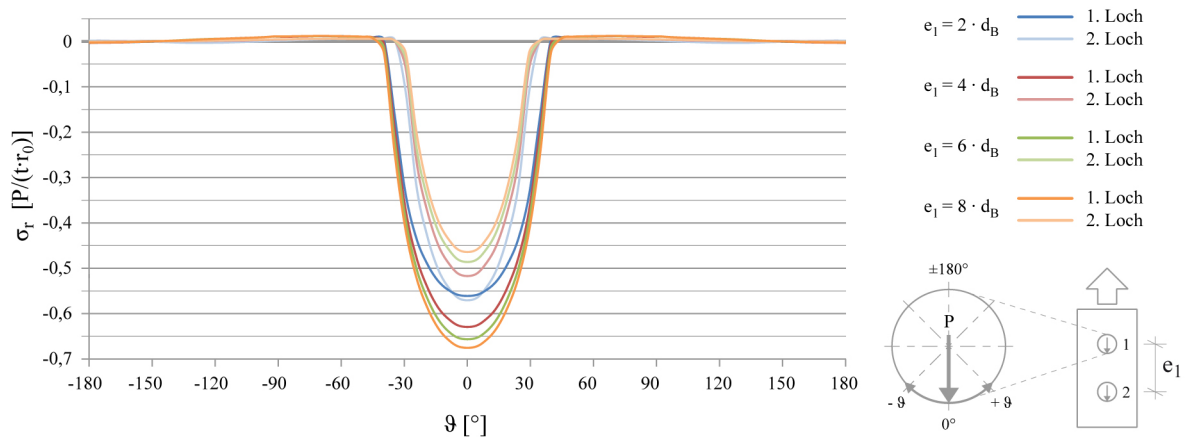
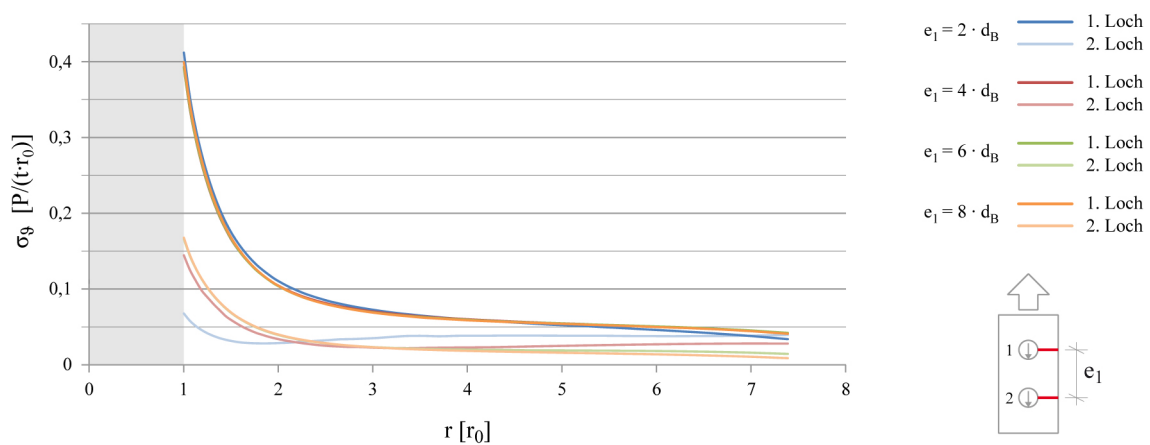
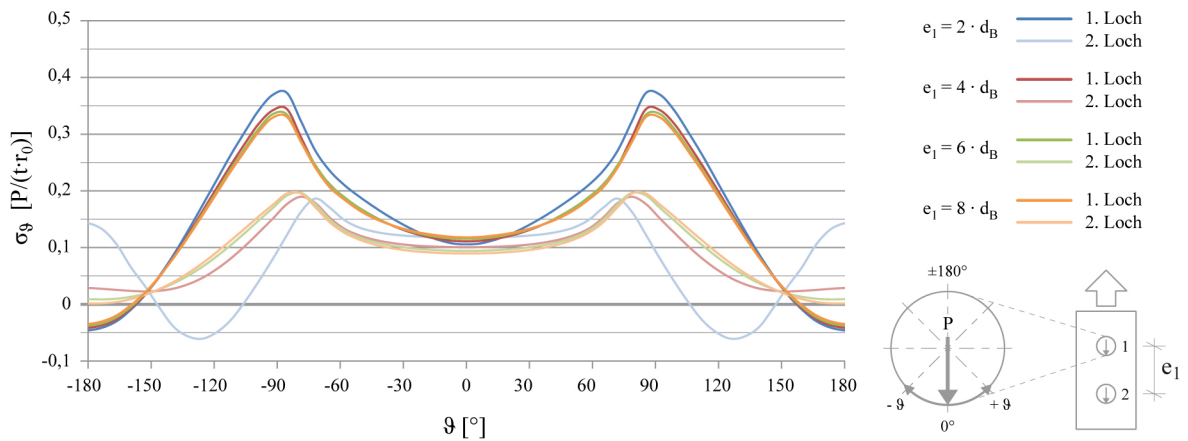
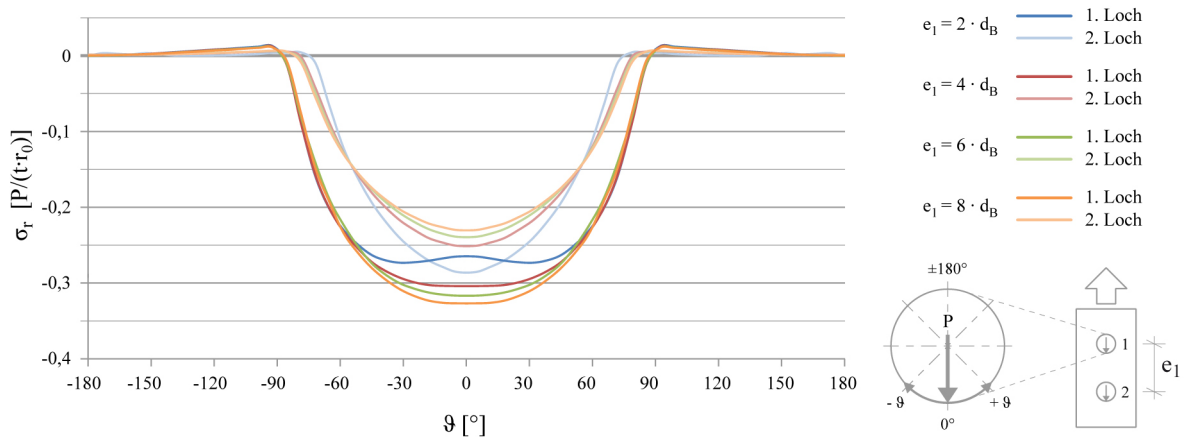
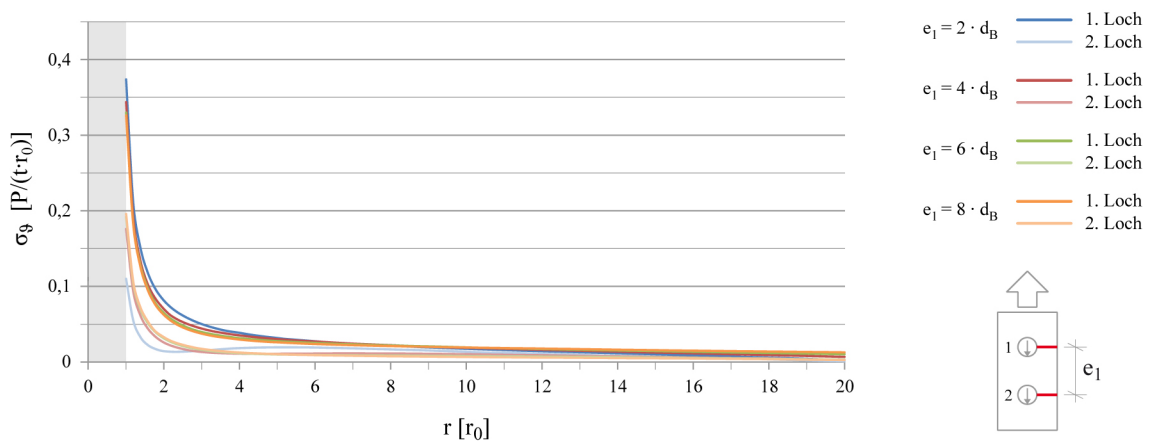
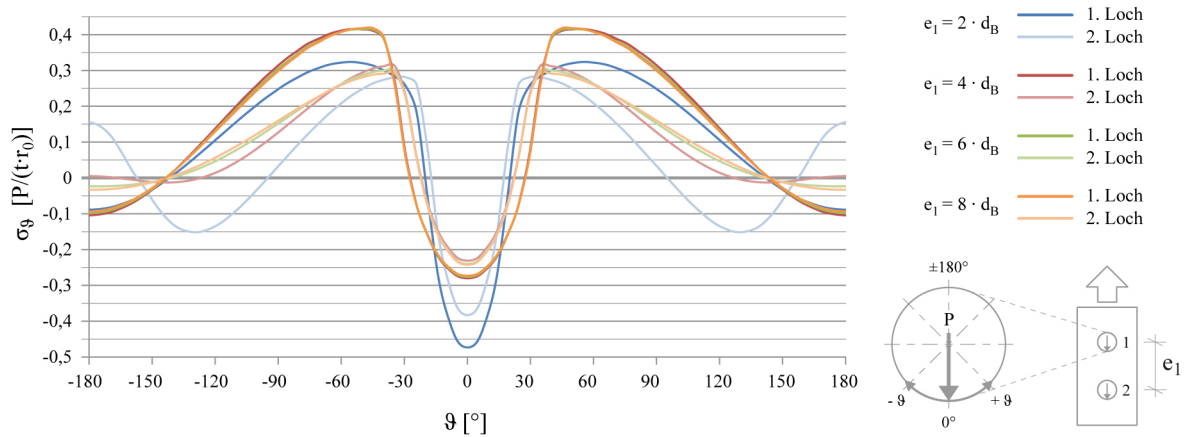
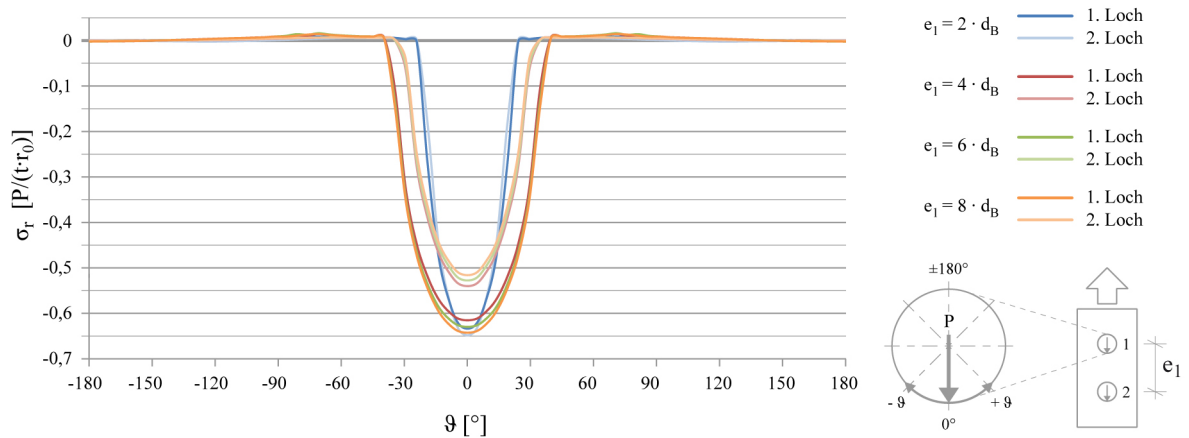
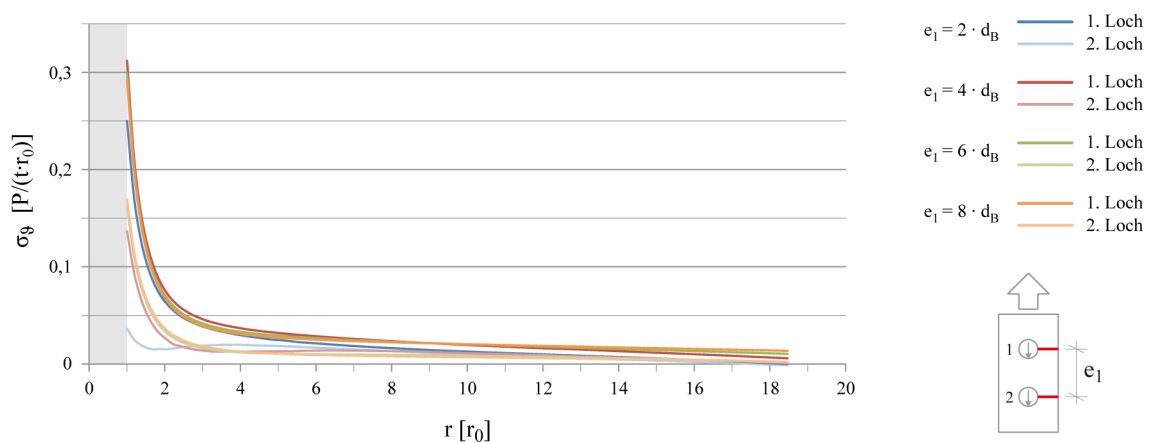


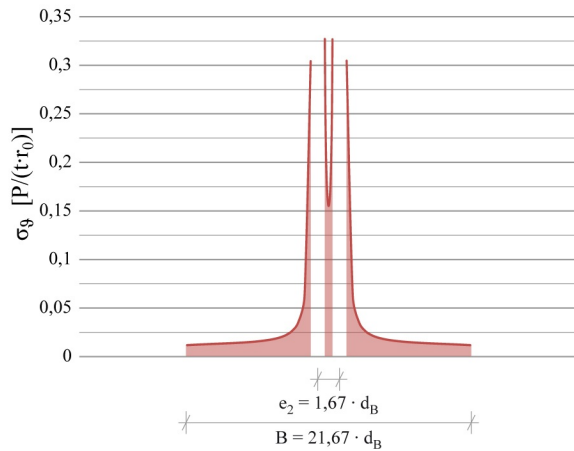
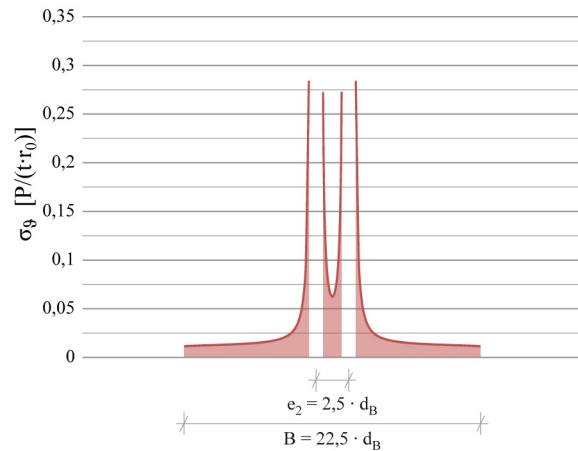
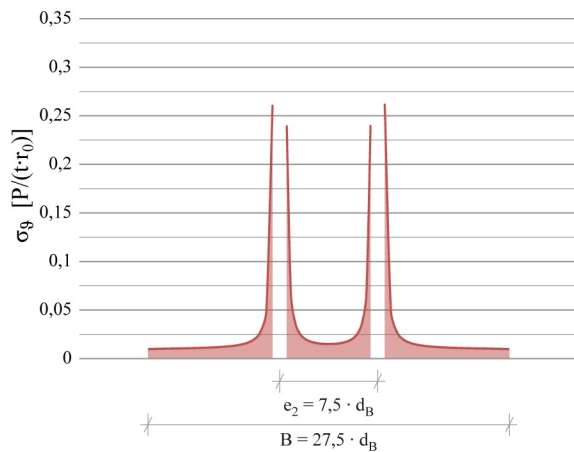
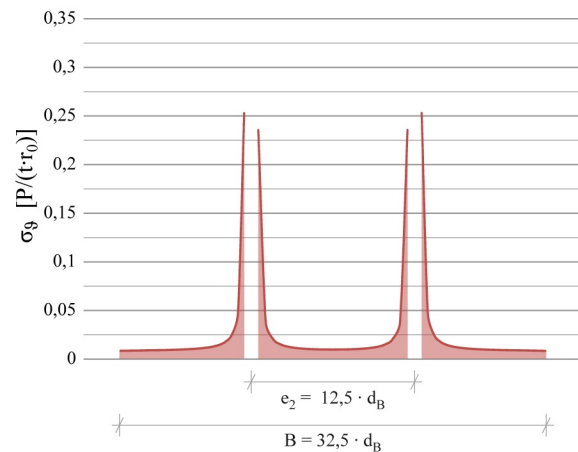
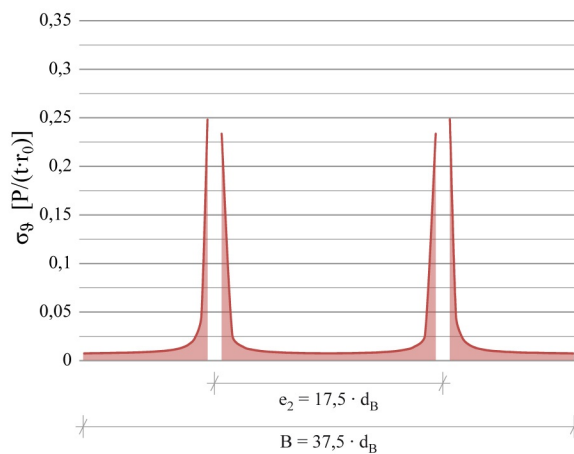
Abbildung A.15-1-3: Tangentialspannungen im Restquerschnitt für $B = 8 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$

A.15-2: Spannungen an den beiden Lochrändern für $B = 8 \cdot d_B$ und $d_B < d_L$

Abbildung A.15-2-1: Tangentialspannungen an den beiden Lochrändern für $B = 8 \cdot d_B$ und $d_B < d_L$

Abbildung A.15-2-2: Radialspannungen an den beiden Lochrändern für $B = 8 \cdot d_B$ und $d_B < d_L$

Abbildung A.15-2-3: Tangentialspannungen im Restquerschnitt für $B = 8 \cdot d_B$ und $d_B < d_L$

A.15-3: Spannungen an den beiden Lochrändern für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$ **Abbildung A.15-3-1: Tangentialspannungen an den beiden Lochrändern für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$** **Abbildung A.15-3-2: Radialspannungen an den beiden Lochrändern für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$** **Abbildung A.15-3-3: Tangentialspannungen im Restquerschnitt für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B = d_L$**

A.15-4: Spannungen an den beiden Lochrändern für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B < d_L$

Abbildung A.15-4-1: Tangentialspannungen an den beiden Lochrändern für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B < d_L$

Abbildung A.15-4-2: Radialspannungen an den beiden Lochrändern für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B < d_L$

Abbildung A.15-4-3: Tangentialspannungen im Restquerschnitt für $B = 20 \cdot d_B$ und $d_B < d_L$

A.16: Zugspannungen im kritischen Restquerschnitt

Abbildung A.16-1: $e_2 = 5/3 \cdot d_B$ Abbildung A.16-2: $e_2 = 2,5 \cdot d_B$ Abbildung A.16-3: $e_2 = 7,5 \cdot d_B$ Abbildung A.16-4: $e_2 = 12,5 \cdot d_B$ Abbildung A.16-5: $e_2 = 17,5 \cdot d_B$

A.17: Lastverformungskurven der Prüfserien (Lochabstand)

A.17-1: Lastverformungskurven der Prüfserien XT

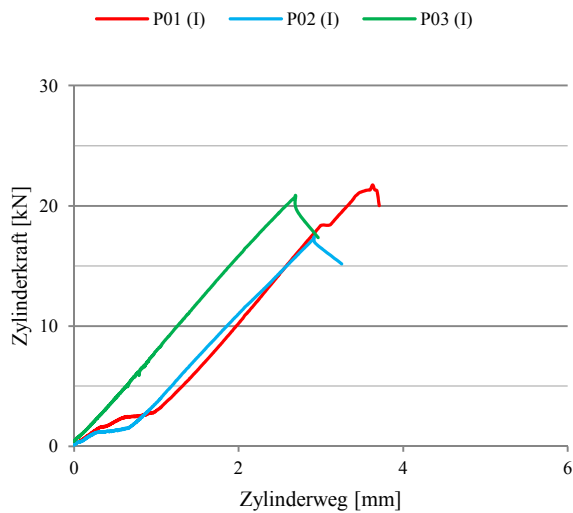


Abbildung A.17-1-1: Prüfserie 2R-XT-10-12-05

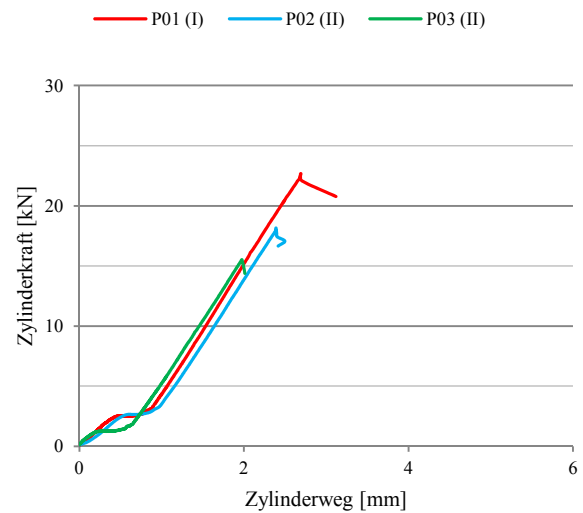


Abbildung A.17-1-2: Prüfserie 2R-XT-10-12-06

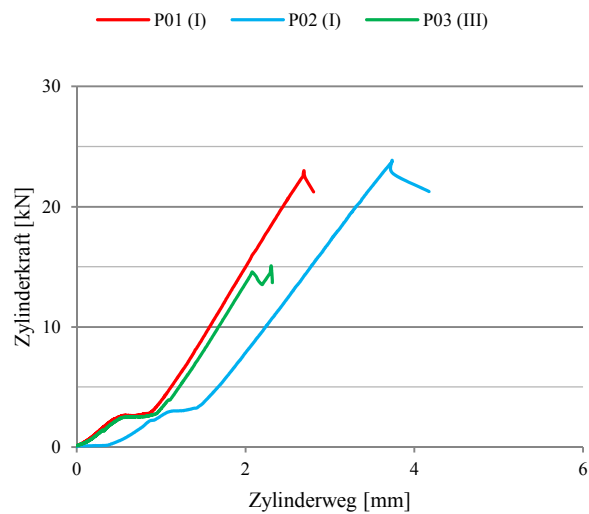


Abbildung A.17-1-3: Prüfserie 2R-XT-10-12-07

Lebenslauf

Jochen A. Stahl

* 10.10.1972 in Haiger
verheiratet, fünf Kinder

PRAKTISCHE TÄTIGKEITEN

außerhalb der Hochschule

- | | |
|-------------------|--|
| 09.2010 - dato | Geschäftsführender Gesellschafter des Ingenieurbüros Fast + Epp GmbH, Darmstadt |
| 02.2006 - 08.2010 | Nebenberufliche Tätigkeit im eigenen Ingenieurbüro Tragwerk+, Weiterstadt |
| 03.2002 - 01.2006 | Tragwerksplaner im Ingenieurbüro Fast + Epp structural engineers, Vancouver, BC, Kanada |
| 01.2000 - 01.2002 | Tragwerksplaner im Ingenieurbüro Krebs und Kiefer, Darmstadt |
| 09.1998 - 12.1999 | Studentischer Mitarbeiter im Ingenieurbüro Krebs und Kiefer, Darmstadt |

innerhalb der Hochschule

- | | |
|-------------------|---|
| 04.2006 - 04.2010 | Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Technischen Universität Darmstadt |
| 04.2006 - 09.2008 | Fachbereich Architektur Fachgebiet Statik der Hochbaukonstruktionen / Tragwerkslehre |
| 10.2008 - 04.2010 | Fachbereich Bauingenieurwesen Institut für Werkstoffe und Mechanik im Bauwesen Fachgebiet Statik und Dynamik der Tragstrukturen |
| 10.1995 - 03.1999 | Studentischer Mitarbeiter an der Technischen Universität Darmstadt - am Fachbereich Mathematik - an den Instituten für Statik und Massivbau |

HOCHSCHULSTUDIUM

- | | |
|-------------------|---|
| 10.1993 - 12.1999 | Studium des Bauingenieurwesens an der Technischen Universität Darmstadt Hauptfächer: Statik, Massivbau, Baubetrieb |
|-------------------|---|

ZIVILDIENST

08.1992 - 10.1993 Mitarbeit in dem weltweit agierenden Waisen- und Flüchtlingshilfswerk
Deutscher Hilfsfonds - ORA international, Korbach

SCHULBILDUNG

1989 - 1992 Wilhelm-von-Oranien Gymnasium in Dillenburg
Abschluss: Abitur

1983 - 1989 Johann-Textor-Gesamtschule in Haiger

1979 - 1983 Grundschule Langenaubach